

Kommission der Europäischen Gemeinschaften - Commission des Communautés Européennes  
Commissione delle Comunità Europee - Commissie van de Europese Gemeenschappen  
Commission of the European Communities

**Zweite Informationstagung über Reaktordruckbehälter  
aus Spannbeton und ihre Wärmeisolierung**

**Deuxième réunion d'information sur les travaux relatifs  
aux cuves de réacteur en béton précontraint et à leur isolation thermique**

**Seconda riunione d'informazione sui contenitori  
di calcestruzzo precompresso per reattori e sul loro isolamento termico**

**Tweede voorlichtingsvergadering over reactordrukva-  
ten van voorgespannenbeton en hun thermische isolatie**

**Second information meeting  
on prestressed concrete reactor pressure vessels and their thermal isolation**

Bruxelles, 18-20.XI.1969

Generaldirektion Allgemeine Forschung und Technologie  
Direction générale Recherche Générale et Technologie  
Direzione Generale Ricerca Generale e Tecnologia  
Directoraat-Generaal Algemeen Onderzoek en Technologie  
Directorate-General for General Research and Technology



















**Zweite Informationstagung über Reaktordruckbehälter  
aus Spannbeton und ihre Wärmeisolierung**

**Deuxième réunion d'information sur les travaux relatifs  
aux cuves de réacteur en béton précontraint et à leur isolation thermique**

**Seconda riunione d'informazione sui contenitori  
di calcestruzzo precompresso per reattori e sul loro isolamento termico**

**Tweede voorlichtingsvergadering over reactordrukvaten  
van voorgespannenbeton en hun thermische isolatie**

**Second information meeting  
on prestressed concrete reactor pressure vessels and their thermal isolation**

Bruxelles, 18-20.XI.1969

Generaldirektion Allgemeine Forschung und Technologie  
Direction générale Recherche Générale et Technologie  
Direzione Generale Ricerca Generale e Tecnologia  
Directoraat-Generaal Algemeen Onderzoek en Technologie  
Directorate-General for General Research and Technology



#### LEGAL NOTICE

The Commission of the European Communities and its departments are not responsible for the use which could be made of the following information.

Price : BF 1,400    DM 102    FF 156    Fl. 101    Lit. 17,500    US \$ 24
--

Published by the Commission of the European Communities  
Directorate-General for Dissemination of Information  
Centre for Information and Documentation — CID

Luxembourg, September 1970



PROGRAMM - PROGRAMME - PROGRAMMA

=====

Dienstag, Tuesday, Mardi, Martedì, Dinsdag 18.11.1969

8.45 Öffnung des Tagungssekretariats / Opening of the  
Conference Secretariate / Ouverture du secrétariat de  
la réunion / Apertura del Segretariato della riunione /  
Opening van het secretariaat

9.00 - 13.00

Begrüssung und Einführungsreferate / Welcome and  
introductory talks / Accueil et exposés introductifs / 15  
Benvenuto ed introduzione / Verwelkoming en inleidingen

SPANNBETONDRUCKBEHÄLTER

PRESTRESSED CONCRETE PRESSURE VESSELS

I. CUVES EN BETON PRECONTRAINTE

CONTENITORI DI CALCESTRUZZO PREGOMESSO

DRUKVATEN VAN VOORGESPANNEN BETON

Erster Teil : Programm für Forschung und Entwicklung

Part One : Programmes for research and development

Première Section : Programmes pour recherche et développement 23

Prima parte : Programmi per la ricerca e lo sviluppo

Eerste deel : Onderzoek en ontwikkelingsprogrammas

Vorsitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :

Professor A.D. ROSS, University of London King's College, Head  
of Department of Civil Engineering 25

1. G.D. WHITMAN, Oak Ridge National Laboratory : "Summary of a  
program of research and development for prestressed concrete  
nuclear pressure vessels". 27

2. Th. JAEGER, Bundesanstalt für Materialprüfung, Berlin :  
"Die Konzeption des Grundsatzprogrammes der deutschen For- 59  
schung und Entwicklung für Spannbeton-Reaktordruckbehälter".

Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 72



Zweiter Teil : Praktische Erfahrungen mit ausgeführten  
Reaktordruckbehältern

Part Two : Practical experiences with reactor vessels actually  
built

Deuxième Section : Résultats pratiques obtenus avec des cuves  
pressurisées pour réacteurs 77

Seconda parte : Esperienza pratica su contenitori già costruiti

Tweede deel : Bedrijfservaring met bestaande reactordrukvaaten

Vorsitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :  
Professor A.D. ROSS, University of London King's College, Head  
of Department of Civil Engineering 79

3. J.P. ARATHOON, F. LE CARS, Société pour l'Industrie Atomique,  
Paris; J. MULLER et Ph. MOREAU, Campenon Bernard, Paris :  
"Le caisson en béton précontraint de la Centrale Nucléaire  
de Vandellos". 81

4. J.L. COSTAZ, Electricité de France, Paris : "Premiers  
résultats de la mise en service du caisson en béton pré-  
contraint de Saint-Laurent I". 95

5. A.J. WILLIAMS, L.A. TATE, British Nuclear Design & Construc-  
tion Ltd., Leicester; R.E.D. BURROW, Taylor Woodrow Construc-  
tion Ltd., Southall : "The Interaction between the Design  
and Construction of pre-stressed Concrete Pressure Vessels  
for Nuclear Reactors". 129

5a F. DUPAY, C.E.A., Marcoule : "Les résultats pratiques  
obtenus sur nos caissons en béton précontraint au bout de  
onze années d'exploitation des Réacteurs G.2 et G.3". 145

Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 165

Dritter Teil : Werkstoffeigenschaften unter Einschluss des Beton-Verhaltens bei Temperatur und Strahlungseinwirkung; dreidimensionale Belastung

Part Three : Properties of materials, including the behaviour of concrete when subjected to temperature and radiation effects; threedimensional stress

Troisième Section : Propriétés des matériaux, y compris tenue du béton aux contraintes thermiques et à l'irradiation; sollicitations tridimensionnelles

169

Terza parte : Caratteristiche dei materiali, compreso il comportamento del calcestruzzo sotto l'effetto della temperatura e delle radiazioni; sollecitazioni tridimensionale

Derde deel : Materiaaleigenschappen, met inbegrip van het gedrag van het beton onder de invloed van temperatuur en straling; driedimensionale belasting

Vorzitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :

R. RIQUOIS, Contrôleur général, Electricité de France, Paris

6. J.A. HOUBEN, R.C.N.-Petten : "De bestraling van Mortelproefstukken bij het R.C.N."; C.F. van der SCHAAF, Bredero, Utrecht : "Invloed van bestraling en verhitting op de sterkte van mortels en beton".

171

14.00 Filmvorführung / Film projection / Projection d'un film / Proiezione di un film / Filmvoorstelling,  
Compagnie Industrielle de Travaux : "La Construction du Caisson en Béton Précontraint de BUGÉY I".

14.30 - 18.15

7. E. CRISTIANI, E. CRISPINO, S. GRANATA, P. RISOLUTI, Agip Nucléaire, Milano : "Comportamento del calcestruzzo in presenza di sollecitazioni termiche e di radiazioni".

185

8. B.T. KELLY, J. BROCKLEHURST, D. MOTTERSHEAD, Mrs. S. McNERNEY, United Kingdom Atomic Energy Authority, Culcheth; I. DAVIDSON, United Kingdom Atomic Energy Authority, Risley : "The Effect of Reactor Radiation on Concrete".

237

9. R. AUSANGEE, M. BOISSERIE, J. CORBEL, S. LICHERON, M. LIDA, Electricité de France, Paris : "Etude des propriétés du béton, et notamment du fluage sous l'effet de la température".

267



10. F. DUBOIS, Commissariat à l'Energie Atomique, Saclay;  
G. NOEL, Centre d'Etudes et de Recherches du Bâtiment et  
des Travaux Publics, Paris : "Détermination du module de  
rigidité thermique d'un béton calorifuge soumis à des  
solllicitations thermiques". 325
  
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 355
  
11. J. IRVING, I.W. GOODALL, Central Electricity Generating  
Board, Berkeley : "Creep Behaviour of Prestressed Concrete  
Slabs with Reinforced Holes". 373
  
12. F. BREMER, Fried. Krupp Universalbau, Essen : "Bruchver-  
halten des Betons im mehrachsialen Spannungsfeld". 385
  
13. I.W. HORNBLY, Central Electricity Generating Board,  
Leatherhead : "Moisture measurements in mass concrete". 409
  
- 13a D. COSTES, CEA-Saclay : "Etude du comportement du béton  
soumis à des solllicitations triaxiales". 417
  
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 425
  
  
- 18.15 Empfang durch die Kommission der Europäischen Gemeinschaften.  
Reception by the Commission of the European Communities.  
Réception par la Commission des Communautés Européennes.  
Ricevimento offerto dalla Commissione delle Comunità Europee.  
Ontvangst door de Commissie van de Europese Gemeenschappen.

Mittwoch / Wednesday / Mercredi / Mercoledì / Woensdag, 19.11.1969

---

9.00 - 12.30

Vierter Teil : Neuartige Behälterkonzeptionen und modelltechnische Erprobung

Part Four : New types of vessel design and model testing

Quatrième Section : Conceptions nouvelles en matière de cuves et essais techniques sur maquettes

431

Quatre Parte : Progetti di contenitori di nuovo tipo e prove tecniche su modello

Vierde deel : Nieuwe concepten van drukvaten en beproeving hiervan aan modellen

Vorsitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :

Professor Dr.-Ing. Th. JAEGER, Bundesanstalt für Materialprüfung,  
Berlin

14. L. MÜHE, Philipp Holzmann AG, Frankfurt/Main : "Polygonal geführte, gewickelte Ringspannbewehrung, mit mehreren Zwischenverankerungen aller Spanndrahtringe (System PRISMA). 433
15. A. PUYO, J. PICAUT, Coyne & Bellier, Paris; R. SAGLIO, F. ROUGE, P. THOME, Madame BONNIN, Commissariat à l'Energie Atomique, Saclay; F. DUPAY, Commissariat à l'Energie Atomique, Marcoule : "Essai de cerce de précontrainte en feuillard d'acier à haute résistance". 445
16. P. RISSLER, Siemens AG, Erlangen : "Der Reaktordruckbehälter aus Fertigteilen - Teilmodell zur Erprobung konstruktiver Verbesserungen". 477
17. L. MÜHE, Philipp Holzmann AG, Frankfurt/Main : "Einzelspannglieder für Vertikalvorspannung mit Bruchlasten über 1500 Mp 489
- 17a Sh. MENON, Aktiebolaget Atomenergi, Stockholm : contribution. 507
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 517
18. H.P. SCHRAGE, Fried. Krupp GmbH Universalbau, Essen : "Ergebnisse der Modelluntersuchungen am Mehrlagen-Druckbehälter". 527

19. T.E. NORTHUP, Gulf General Atomic San Diego : "Pressure and Temperature Tests and Evaluation of a Model Prestressed concrete Pressure Vessel".

557

13.45 Filmvorführung / Film projection / Projection d'un film /  
Proiezione di un film / Filmvoorstelling  
Société Générale d'Entreprises, Paris; Compagnie Indus-  
trielle de Travaux, Paris; Electricité de France, Paris :  
"Le caisson bicouche et les essais sur un élément de  
maquette".

14.15 - 18.00

20. J.P. ARATHOON, A. PEUCHMAUR, Société pour l'Industrie  
Atomique, Paris : "Caissons pour réacteurs à eau et à gaz". 601
21. J.P. MEROT, M. LANGUILLE, Société d'Etudes et d'Equipements  
d'Entreprises, Paris : "Caissons en béton précontraint pour  
BWR". 615
22. W. MÜLLER, G. ZEITSCHER, Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft-  
Telefunken, Frankfurt : "Die bauliche Integration eines Spann-  
betondruckgefäßes in die Kernkraftwerksanlage und der Ver-  
gleich zu einer Anlage mit einem Stahlgefäß". 647
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 690



<u>Fünfter Teil</u> : Prinzipien für Berechnung und Auslegung	
<u>Part Five</u> : Design and calculation principles	
<u>Cinquième Section</u> : Critères de calcul et de conception	695
<u>Quinta parte</u> : Criteri per il calcolo e la progettazione	
<u>Vijfde deel</u> : Beginselen inzake berekening en ontwerp	

Vorsitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :  
Ir. Th. MONNIER, TNO-Instituut voor Bouwmaterialen en Bouwkun-  
dige Constructies, Delft

23. <u>O.C. ZIENKIEWICZ</u> , R. OWEN, D. PHILLIPS, University of Wales, Swansea : "Non-linear analysis of pressure vessel behaviour including cracking".	697
24. <u>G. SCHNELLENBACH</u> , Ruhr-Universität Bochum, Institut für konstruktiven Ingenieurbau : "Die Dynamische Relaxation als zweckmässiges Verfahren zur räumlichen Berechnung von Spannbetondruckbehältern".	735
25. <u>K. BRANDES</u> , Bundesanstalt für Materialprüfung, Berlin : "Numerische Berechnungs-Methoden für Spannbeton-Reaktor-druckbehälter".	759
26. <u>J.H. ARGYRIS</u> , <u>I. GRIEGER</u> , Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen, Universität Stuttgart: "Dreidimensionale elastische und elastoplastische Berechnung von Reaktordruckbehältern".	777
26a <u>M. HUSSAIN-KHAN</u> , Bonnard et Gardel; B. SAUGY, E.P.F.L., Lausanne : "Analyse non-linéaire des contraintes dans le fût d'un caisson de béton précontraint pour réacteur rapide".	797
Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging	813

Donnerstag / Thursday / Jeudi / Giovedì / Donderdag, 20.11.1969

II.

WÄRMEISOLIERUNG DER BEHÄLTER  
THERMAL INSULATION OF CONCRETE VESSELS  
PROTECTION THERMIQUE DES CAISSONS  
ISOLAMENTO TERMICO DEI CONTENITORI  
THERMISCHE ISOLATIE VAN BETONNEN DRUKVATEN

9.00 - 12.30

- Sechster Teil : Grundlegende thermische, technologische und  
Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen
- Part Six : Basic research into thermal, technological and  
economic aspects
- Sixième Section : Etudes de base, thermiques, technologiques et  
économiques 817
- Sesta parte : Ricerche fondamentali termiche e tecnologiche,  
e studi economici
- Zesde deel : Basisonderzoek betreffende de thermische,  
technologische en economische aspecten
- Vorsitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :  
Dr. WALKER, Darlington Chemicals. 819
27. R. GROSSIN, M. JANNOT, P. MICHEAU, A. PIROVANO, Société Bertin  
et Cie, Paris; S. KLARSFELD, Cie de Saint-Gobain, Paris :  
"Echanges de chaleur par convection naturelle en milieu  
poreux". 821
28. B.N. FURBER, J. DAVIDSON, Nuclear Power Group Ltd., Knutsford :  
"The thermal Performance of Porous Insulants in a High Pres-  
sure gas environment". 841
- 28a D.F. HUTTON, Delaney Gallay : "Thermal Insulation System  
Delaney Gallay". 883
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 886

29. L. ROURE, Sté Bertin & Cie, Paris : "Tenue d'un calorifuge  
à des sollicitations alternées d'origine aérodynamique". 895
30. A.N. KINKEAD, B.E. PITCHFORD, O.E.C.D. Dragon Project Office,  
Dorchester : "Performance of thermal insulation immersed in  
helium". 931
31. P. NAUDIN, Société Bertin et Cie, Paris : "Moyens d'essais  
de calorifuges pour HTR". 953
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 965



14.00 - 17.30

- Siebter Teil : Isoliermaterialien; Herstellung und Einbau, Erprobung und industrielle Anwendung
- Part Seven : Insulating materials; fabrication and installation, testing and industrial use
- Septième Section : Matériaux isolants; fabrication et mise en oeuvre, performances et applications industrielles 971
- Settima parte: Materiali isolanti; fabbricazione e messa in opera, prove e applicazione industriale
- Zevende deel : Isolatiematerialen; fabricage en plaatsing, beproeving en industrieel gebruik
- 
- Vorsitzender / Chairman / Président / Presidente / Voorzitter :  
 Dr Ing. G. MORDCHELLES-REGNIER, Société Bertin et Cie, Paris 973
- 
32. F. DUBOIS, P. MAUNY, A. BERNARD, M.F. ELLEUCH, Commissariat à l'Energie Atomique, Saclay : "Nouveaux types de bétons calorifuges pour réacteurs nucléaires". 975
33. G. DELORT, Y. LECOURT, Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire, Firminy : "Isolation thermique par toile et tôle métallique. Procédé Metalisol. - Application industrielle au caisson en béton précontraint du réacteur de BUGEY I". 1019
34. A. FREOUR, Société pour l'Industrie Atomique, Paris; P. WURDIG, Deutsche Babcock & Wilcox, Oberhausen : "Protection thermique par écrans à circulation de gaz". 1035
- 34a F. BREMER, Fried. Krupp Universalbau : Contribution. 1055
- 
- Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging 1058

35. <u>J. DUPONT</u> , Sud Aviation, Suresnes : "Isolation thermique des caissons, cuves et éléments de réacteurs nucléaires au moyen de structures métalliques gaufrées (calorifuge à lames de fluide).	1063
35a <u>Sh. MENON</u> , Atomenergi : Contribution.	1079
36. <u>A. FREOUR</u> , Société pour l'Industrie Atomique, Paris : "Isolation thermique pour réacteur à eau".	1085
Diskussion / Discussion / Discussione / Beraadslaging	1098
17.30 Tagungsende / End of conference / Clôture de la réunion / Chiusura della riunione / Einde van de vergadering.	1103
Teilnehmerliste Liste des participants Lista dei Partecipanti Lijst van de Deelnemers List of Participants	1107





Exposé de M. BARUFFA

---

Directeur des Opérations Technologiques

Mesdames, Messieurs,

J'ai le plaisir, au nom de la Commission des Communautés Européennes, de vous accueillir aujourd'hui à notre réunion d'information sur les cuves de réacteurs en béton précontraint et leur isolation thermique.

Je voudrais dès l'abord excuser M. le Vice-Président HELLWIG, qui avait exprimé le désir de vous adresser lui-même ses souhaits de bienvenue et qui, au dernier moment, a été retenu par d'autres tâches impérieuses. J'ai aussi à excuser M. le Professeur Dr. Michaelis, Directeur Général de la Direction Générale Recherche et Technologie, qui a été victime voici quelques jours d'un accident et qui, de ce fait, ne peut être présent parmi nous. Si le corps médical l'y autorise, il s'efforcera néanmoins de venir quelques instants ce soir à la réception que la Commission a organisée en votre honneur.

Je suis heureux d'accueillir à cette réunion un aussi grand nombre d'experts, de provenance même lointaine, puisque 15 pays ou organisations internationales sont représentés ici. Je les remercie d'avoir répondu aussi nombreux à notre invitation, puisque notre secrétariat a enregistré l'inscription d'environ 350 personnes, et d'avoir accepté de présenter les résultats de leurs travaux dans les domaines retenus pour notre conférence. Encore avons-nous du refuser certaines contributions un peu tardives, pour ne pas surcharger un ordre du jour déjà très plein, et prier leurs auteurs de profiter des discussions pour exposer brièvement leur point de vue.

Avant la fusion des Exécutifs des 3 Commissions Européennes en juillet 1967, la Commission d'Euratom avait mené une action par contrats dans ce domaine des cuves de réacteur en béton précontraint et de leur isolation thermique dans le cadre de ses deux programmes quinquennaux. Cette action s'était traduite par la passation d'une douzaine de contrats à des firmes ou organismes de la Communauté, dont les résultats principaux ont été présentés à la réunion d'information des 7 et 8 novembre 1967 à laquelle 250 personnes ont participé.

Cette initiative ayant reçu dans les faits un excellent accueil, la Commission a estimé que le moment était venu d'en reprendre l'idée sur une base plus large ce qui l'a conduit à organiser la présente réunion. Elle considère en effet que son rôle de coordination la qualifie pour servir de lieu d'échanges pour une large confrontation d'idées. Sa vocation consiste aussi à contribuer, dans la mesure de ses moyens à la promotion et au développement scientifique et technologique, à un moment où les pays européens, pour ne parler que d'eux, prennent de plus en plus conscience de la nécessité vitale pour eux d'unir leurs efforts.

Ces réunions constituent un des moyens dont dispose la Commission des Communautés Européennes pour remplir les tâches qui lui sont confiées.

Le problème des cuves de réacteurs en béton précontraint et de leur protection thermique est un élément majeur du développement de l'énergie nucléaire puisque cette technique, appliquée à l'origine aux réacteurs à graphite-gaz en France et en Grande-Bretagne, trouve un terrain d'élection privilégié pour les réacteurs à gaz à haute température et qu'elle semble pouvoir s'appliquer avec succès à d'autres types de centrales : réacteurs à eau bouillante et peut-être aussi réacteurs rapides.

De par le monde aujourd'hui, a côté des réalisations déjà en service, les projets ayant recours à cette technique se multiplient, ce qui constitue un témoignage très encourageant de la nécessité de poursuivre encore les efforts pour améliorer nos connaissances dans ce secteur. En dehors du secteur nucléaire, ces travaux trouvent d'ailleurs des applications notamment dans l'industrie chimique.

En souhaitant à cette réunion d'information un plein succès, je passe maintenant la parole à M. Fernet, dont le service a assuré l'organisation de ces journées.





## EXPOSE INTRODUCTIF

---

P. FERNET,  
Communautés Européennes

En vous souhaitant à mon tour la bienvenue, je pense me faire votre interprète en remerciant M. Baruffa, Directeur des Opérations Technologiques à la Commission, d'avoir accepté de procéder à l'ouverture de notre réunion.

Une partie d'entre vous étaient présents, voici près de deux ans, à la première réunion d'information que nous avons consacrée à ce même problème des cuves de réacteur en béton précontraint et de leur isolation thermique. Cette première réunion, largement centrée sur les résultats des travaux de R et D, financés par la Commission d'Euratom dans le cadre de son deuxième programme quinquennal, avait été de ce fait limitée aux seuls participants des six pays de la Communauté. Il avait en effet paru normal de faire bénéficier l'industrie de l'Europe des Six des recherches que leurs pays avaient financées. D'autres travaux, non exécutés sous contrat de la Commission d'Euratom, avaient aussi été présentés et l'ensemble avait largement retenu l'attention des experts qui étaient venus fort nombreux à Bruxelles.

Par suite de l'arrêt à fin 1967 du programme de la Commission sur les réacteurs éprouvés de type graphite-gaz, sur lequel avait été imputée la majeure partie de ces contrats de recherche, seuls les résultats non encore atteints à l'époque de notre première réunion et obtenus dans le courant des années 1968 et 1969 vous seront présentés dans ce cadre. Ils couvrent moins du quart des exposés que nous entendrons pendant ces trois jours. C'est donc sous le signe de l'ouverture que nous entamons cette deuxième réunion d'information, en lui souhaitant

un succès plus grand encore que la première. D'abord, ouverture vers de nombreux pays extérieurs à notre Communauté, dont nous sommes particulièrement heureux d'accueillir ici les représentants. Ouverture ensuite vers des techniques plus raffinées car ces deux années écoulées ont vu la mise en chantier ou la mise en service de plusieurs installations de grande taille, ayant recours à ce mode de construction.

Cette ouverture vers l'extérieur se traduit par la présentation de 8 exposés anglais et américains, que leurs auteurs ont accepté de soumettre à votre attention. Encore des difficultés de dernière minute ont-elles empêché qu'il n'y en eut davantage, ce que nous regrettons.

L'ouverture technique, qui traduit une meilleure possession de ce mode de réalisation n'a pu s'affirmer que par le moyen d'essais toujours plus nombreux et plus poussés et par la disponibilité d'outils de calcul plus puissants. Ils ont permis de mieux connaître les caractéristiques détaillées de l'ensemble complexe que représente une cuve de réacteur en béton précontraint, avec ses pénétrations multiples et parfois de grandes dimensions, sa structure composite.

Un aspect primordial des réalisations nucléaires, et notamment de l'enceinte sous pression, est celui de la sécurité. Il est aujourd'hui largement démontré que le recours aux cuves en béton précontraint apporte un facteur supplémentaire en ce sens dans la mesure où ces cuves, soumises à des conditions extrêmes, ne se déchirent pas, mais se fissurent avant de recouvrer pratiquement leurs caractéristiques initiales lorsque les conditions de fonctionnement sont redevenues normales.

Cet avantage ne peut toutefois être atteint que par une connaissance approfondie des sollicitations auxquelles les cuves seront soumises en service, tant en conditions normales que pour les situations exceptionnelles prévisibles.

A cet égard, il est réconfortant de constater que beaucoup de travaux ont été consacrés à cet aspect des choses, notamment la tenue du béton sous l'effet conjugué de la température et des rayonnements ainsi que la rétention de l'eau de constitution. Les ordinateurs, pour leur part, ont permis de pénétrer le comportement des enceintes soumises à un régime complexe de contraintes triaxiales et par voie de conséquence, de diminuer les précautions superflues dues au facteur d'ignorance.

Le problème des armatures de précontrainte, qui représentent une fraction importante du coût de construction des cuves, n'en a pas été négligé pour autant et des solutions originales ont été développées. Certaines d'entre elles seront présentées par leurs promoteurs au cours de cette réunion.

Dans la recherche conjuguée de la sécurité et de l'économie, de grands pas ont été franchis avec le concept de l'intégration du circuit primaire dans l'enceinte. Malgré son importance, cet aspect particulier n'a pas été retenu dans les thèmes de notre réunion, car il a fait l'objet d'un symposium organisé en 1968 par l'Organisation de Coopération et de Développement Economique à Paris.

Primitivement développé pour les réacteurs à gaz, éprouvés puis avancé, l'extension de ce concept de cuve se poursuit vers l'application aux réacteurs à eau bouillante. Les études qui nous seront présentées laissent à entendre que le recours au béton précontraint, par le recul des limites technologiques qu'il permet, par une mise en oeuvre plus facile et par un raccourcissement des délais d'exécution, pourrait bien devenir un concurrent sérieux du caisson en acier.

La protection thermique des caissons constitue le deuxième volet de cette réunion. Elle est d'ailleurs inséparable de leur construction car des solutions retenues pour celle-ci dépendent les solutions à admettre pour leur protection thermique.

Dans ce domaine également, il est réconfortant de constater les progrès considérables réalisés ces dernières années, grâce notamment à des études de base très poussées, qui ont permis d'élucider les phénomènes de convection responsables du transfert thermique dans les milieux isolants. De nombreux essais sur maquette, en simulant les conditions réelles, ont permis à leur tour d'évaluer ces pertes thermiques et de mettre au point les moyens propres à les réduire, tout en assurant l'intégrité du béton constituant l'enceinte.

L'élévation des températures et des pressions des fluides caloporteurs rend cette tâche de la protection thermique toujours plus importante. Heureusement, il existe maintenant sur le marché un certain choix de solutions industrielles à ce problème.

Revenant maintenant à nos travaux pendant ces trois jours, je vous informe de ce que le secrétariat de nos sessions sera assuré aujourd'hui et demain par M. Benzler, qui a déjà assuré toute la charge de la préparation de ces journées, et jeudi par M. Terpstra.

Je demanderai maintenant au Prof. A.D. Ross, Head of Department of Civil Engineering, University of London King's College, de bien vouloir prendre la présidence de nos sections 1 et 2.

Erster Teil : Programm für Forschung und Entwicklung.  
Part One : Programmes for research and development.  
Première Section : Programmes pour recherche et développement.  
Prima parte : Programmi per la ricerca e lo sviluppo.  
Eerste deel : Onderzoek en ontwikkelingsprogrammas.



Opening remarks by the chairman, Professor A.D. ROSS  
for Papers Nos. 1 and 2.

Gentlemen:

Compared with the development of conventional civil engineering construction which has often evolved along semi-empirical lines, the prestressed concrete pressure vessel has been the subject of intense technical study and experiment. In the design of these vessels the most up-to-date material-data and analytical techniques are used. It is the importance of these structures in human and economic terms and the fact that temperature is a major design consideration which differentiates them for most conventional structures.

The first two Papers presented at this Conference give ample evidence of this technological attitude by describing programs of research and development. Several important "state-of-the-art" reports have come from the Oak Ridge National Laboratory and now, in Paper No.1, Mr. Whitman describes much significant work on materials research and model studies. The salient feature of the program described in Professor Jaeger's Paper No. 2 is the insistence on flexibility i.e. the ability to incorporate new forms and new parameters which may assume importance in the future.

I know that both these Papers will be of great interest to delegates.



Introductory Remarks for Paper No. 1

NEPHEW - Oak Ridge National Laboratory: The author of this paper, Mr. G. D. Whitman, has asked me to convey to you his regrets that he is unable to personally attend this symposium. As some of you know, budgetary considerations in the United States have resulted in revisions in the program of research and development on concrete pressure vessels which is described in this paper. I am glad to be able to report to you today that in spite of the program's curtailment most of the highly important experimental projects to measure the long-term properties of concrete will be continued. What has been deferred to a later date is some work on structural and thermal models and the development of improved analytical and theoretical methods. Despite these reductions in the program, we believe that a large fraction of the original objectives can be achieved. In our opinion the continuance of the vital experiments to obtain basic data on concrete behavior will make it possible to reinstate the deferred aspects of the program at a later date with a minimum loss of time and effort.

SUMMARY OF A PROGRAM OF RESEARCH AND DEVELOPMENT FOR  
PRESTRESSED CONCRETE NUCLEAR PRESSURE VESSELS

G.D. WHITMAN

Reactor Division  
Oak Ridge National Laboratory

N° 1

## INTRODUCTION

The introduction of prestressed-concrete reactor pressure vessels (PCRV's) in nuclear generating stations during the last decade prompted the U. S. Atomic Energy Commission to authorize a program of research and development in support of PCRV technology. In mid-1966 the Oak Ridge National Laboratory was directed to implement such an activity as part of the Gas-Cooled Reactor Program with a general objective of providing data that could be used to further assess the reliability and efficiency of concrete vessels for nuclear service. Although no restrictions were placed on reference reactor types on which a program could be based, the main effort has been allied with the development of the gas-cooled reactor since it is the principal reactor concept utilizing PCRV's.

The Fort Saint Vrain nuclear power station, a high temperature helium cooled reactor designed by Gulf General Atomic, will utilize the first PCRV constructed in the United States.<sup>1</sup> Although this is the only primary vessel under construction in the United States, some twenty prestressed and reinforced concrete containment vessels are in various stages of completion for light water cooled nuclear reactors. Most recently a project report was prepared reviewing current design and construction practices utilized in the building of containment vessels.<sup>2</sup>

It is the purpose of this paper to review briefly the scope of the PCRV research and development program and to identify some of the more significant results obtained to date. It is worthwhile to state initially that no fundamental deficiencies have been identified which would render the concept invalid in terms of its performance as a critical nuclear system component. On the other hand exact margins of safety cannot always be identified although lower bounds of structural response appear identifiable for the major loadings. Particular attention is now being directed toward the effects of time and temperature on the materials and structures. It is the long-term behavior that is most difficult to assess accurately because of the dearth of material properties which can be used in an analysis of time-dependent effects.

In developing the program a philosophy was adopted to pursue major projects that would contribute to the general technology and would also provide input to advanced program experiments within the limits of time and funding available. Toward this end the program was organized around four major areas of development. These were: studies and reviews, analytical methods development, materials investigations and models studies. The studies and reviews were planned to provide data for program planning and to disseminate information about PCRV's. The analytical methods development provided support to the formulation and development of more sophisticated methods of analysis which are necessary in any detailed treatment of the structural behavior of the thick-walled heterogeneous PCRV's. Materials properties investigations are largely concerned with investigations of the properties of concretes which could be used in PCRV construction. Aside from contributing to the general state of knowledge of concrete behavior these data will be used in the design and evaluation of more complex experiments. Models have been built to determine the adequacy of small models in predicting the behavior of larger structures, to check the accuracy of methods of analysis, to investigate failure modes and to determine factors of safety against pressure overload. Additional models are planned to evaluate the behavior of structures subjected to combined mechanical and thermal loads. Almost all of these activities have involved special and interrelated problems in instrumentation, construction methods, specimen sealing, loading rig design, etc.

Many organizations and individuals are involved in the conduct of this program and the major activities along with the responsible organizations are listed in Table I. The principal activities have been assigned so as to take advantage of experienced personnel with existing facilities to conduct the particular projects. Although the diversity of effort in some cases has limited the scope of an individual assignment it has been useful as a means of bringing more pressure to bear to the solution of common problems.

Table I. PCRV Research and Development Programs

Activity	Responsible Organization
I. Literature Surveys and Reviews	
1. Critical Review of Literature	The Franklin Institute Research Laboratories
2. Anchor Region Review	School of Civil Engineering Cornell University
3. Study on Properties of Concrete	Gulf General Atomic
4. Containment Vessel Design and Construction Review	The Franklin Institute Research Laboratories
II. Analytical Methods (Finite Element)	Gulf General Atomic
III. Materials Investigations	
1. Concrete Design	Waterways Experiment Station Corps of Engineers Jackson, Mississippi
2. Moisture Migration in Concrete	Waterways Experiment Station Corps of Engineers Jackson, Mississippi
3. Concrete Creep	
Biaxial	Oak Ridge National Laboratory
Triaxial	Waterways Experiment Station Corps of Engineers Jackson, Mississippi
Triaxial	Department of Civil Engineering The University of Texas
4. Concrete Strength	Department of Civil Engineering University of California Berkeley
5. Concrete Characterization and Basic Studies	Oak Ridge National Laboratory and Aerojet General Corporation
IV. Models	
1. Small Models	Oak Ridge National Laboratory and Cornell University
2. Structural Behavior	Department of Civil Engineering University of Illinois
3. Thermal Cylinder	Oak Ridge National Laboratory

## CONCRETE PROPERTIES INVESTIGATIONS

Additional information on the time-dependent strain behavior and strength of concrete is required if more exact predictions of PCRV behavior are to be obtained. This includes current design service conditions in addition to off-design and operating limitations for the structures. The creep and shrinkage of concrete determine in the main the dimensional stability and the loss of prestressing force while strength criteria are required for more accurate assessments of ultimate strength and mode of failure. The fact that concrete is subjected to temperature above normal ambient complicates any study of the material behavior.

Concrete properties vary as a consequence of the properties of the individual constituents, the relative quantities of the constituents, age and environment to identify just a few important parameters. Characterization of concretes for PCRV's for all conceivable parameters would be impractical but a concrete with properties specified for PCRV construction made with constituents typical of current practice could be investigated thoroughly. Toward this end a concrete mixture, designated as a main mix, has been specified for investigations of moisture migration, shrinkage, creep, strength, thermal properties and for further use in certain model tests. A very complete package of information is being generated on this material including its use in a structure which will be subjected to simulated PCRV loadings.

Two subsidiary concrete mixtures having aggregates with higher and lower moduli of elasticity were also selected for limited creep studies. In all three concrete mixtures Type II cement is being used and the 28-day cylinder strength was specified to be 6000 psi. The maximum aggregate size is 3/4 in. The aggregate for the main mix is Tennessee limestone with Alabama graywacke and chert being specified for the lower and higher moduli of elasticity materials respectively. Some typical properties are shown in Table II.

Table II. Mechanical Properties of Test Concretes

Aggregate Type	Curing Condition	Age, Days	Compressive Strength, psi	Modulus of Elasticity psi x 10 <sup>6</sup>
Limestone	Saturated	28	6455	5.59
Graywacke	Saturated	28	6140	2.67
Chert	Saturated	28	5930	6.05

Moisture Distribution Experiment

It is highly desirable to be able to predict the moisture distribution throughout a vessel wall with time since the moisture and change in moisture level have a significant influence on the shrinkage and creep of concrete. The major portion of the vessel will remain under essentially a constant moisture condition and consequently will undergo negligible shrinkage. The gross time-dependent strain behavior of the vessel will be governed by basic creep which will be stress and temperature dependent. Even so there will be drying of the exterior surfaces and the imposition of a thermal gradient complicates predictions of the moisture level throughout the wall.

In order to better understand the shrinkage behavior and moisture content as a function of location and time in a thick-wall vessel a moisture distribution test is being performed. A pie-shaped specimen, which represents an element of the vessel wall, is shown in Fig. 1. The lateral surfaces and one end are sealed against moisture loss with the open end exposed to the atmosphere controlled at 70°F and 50 percent relative humidity. Heaters and insulation have been provided so that a thermal gradient can be imposed on the block. The heaters were also used to simulate the thermal conditions that would exist in an infinitely long cylindrical vessel section by applying heat and maintaining a very small temperature difference in an equivalent circumferential plane during the initial curing period. Carlson strain meters, thermocouples, and moisture measuring



devices have been cast into the concrete and are indicated in the figure. The total moisture content is determined by a nuclear moisture meter and a measure of the free water is determined by the open-wire-line-probes which operate on the principle of measuring the dielectric properties of the concrete. Monfore humidity gages are also being used in the wells provided for that purpose.

The specimen was cast in October of 1968, and data have been obtained routinely for the critical curing period and under an isothermal condition which was achieved some 50 days after casting. It is planned to impose a thermal gradient on the block with the sealed end operating at 150°F while maintaining the open face at a temperature slightly above ambient.

### Concrete Creep Tests

Tests have been specified to investigate the level and state of applied stress, temperature, age of loading, moisture level and aggregate properties on the creep behavior on the three previously mentioned concretes. The major test categories are room temperature biaxial creep, room temperature triaxial creep and elevated temperature triaxial creep. Prismatic specimens are being used in the biaxial creep program and cylindrical specimens are being used in the triaxial creep experiments. The test conditions are summarized in Figs. 2, 3 and 4.

At the present time room temperature and 150°F tests are being conducted as the first phase of the program. Loading rigs, specimen design, specimen sealing methods, instrumentation and experimental procedures have been developed for each of the projects, and specimens were first loaded in January 1969, at the University of Texas in Austin, Texas. The tests are planned to be of approximately one year's duration followed by creep relaxation tests when the specimens are unloaded.

Strains in the three principal directions are being measured on the biaxial specimens with load beam transducers mounted on the exterior surfaces of the concrete. A copper jacket which employs soft solder sealed joints and epoxy bonding to the concrete surface is used to seal the specimens. The solder joints are displaced from the concrete by the use of tabs so that the specimen is not heated during the soldering operation.

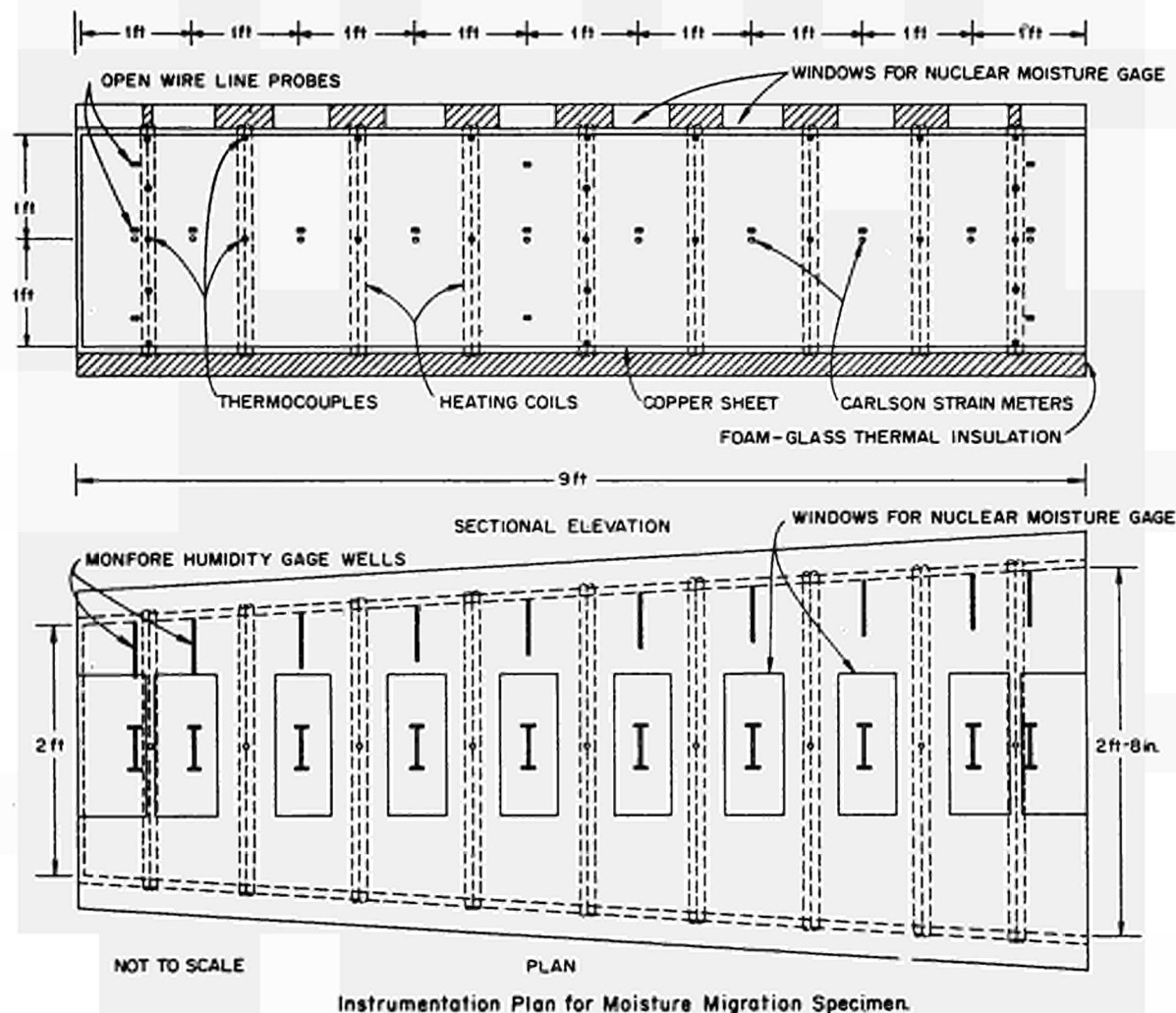
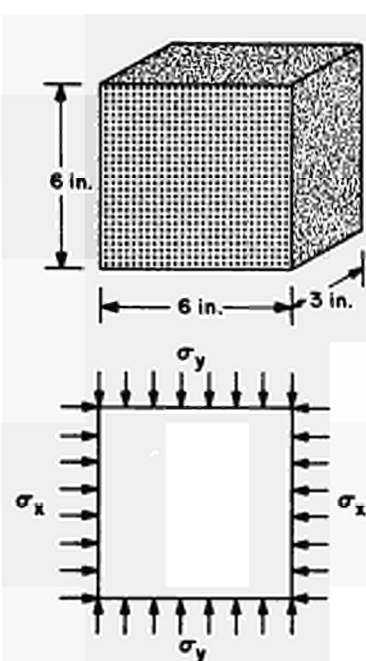


Fig. 1. Moisture Migration Specimen



ORNL DWG 66-11979AR2

# STRESS COMBINATIONS

## UNIAXIAL LOADING

1.  $\sigma_y = 2400$  psi
2.  $\sigma_y = 1200$  psi

## BIAXIAL LOADING

1.  $\sigma_y = 2400, \sigma_x = 1200$  psi
2.  $\sigma_y = 1200, \sigma_x = 1200$  psi

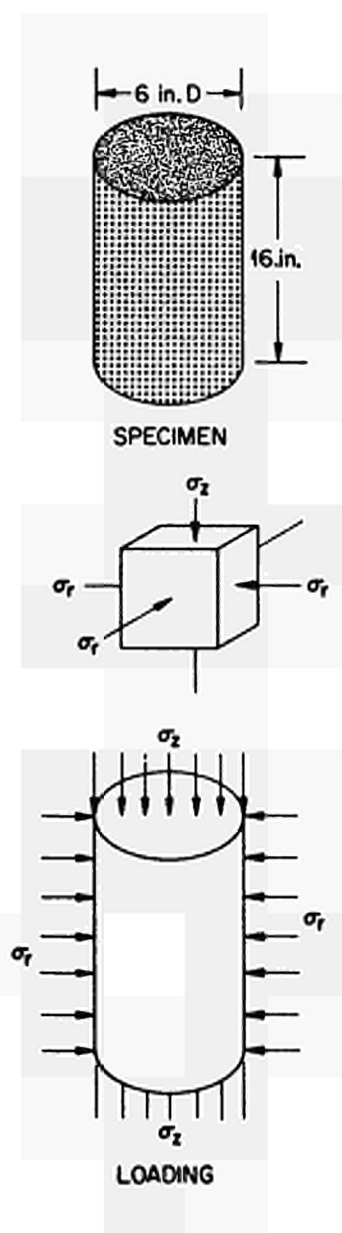
# MOISTURE CONDITIONS

1. AS - CAST SEALED SPECIMENS

# CONCRETE MIXES

1. MAIN MIX

Fig. 2. Biaxial Creep Tests



ORNL-DWG 66-11978A

# STRESS COMBINATIONS

## UNIAXIAL LOADING ( $\sigma_r = 0$ )

1.  $\sigma_z = 3600$  psi
2.  $\sigma_z = 2400$  psi
3.  $\sigma_z = 1200$  psi
4.  $\sigma_z = 600$  psi

## BIAXIAL LOADING ( $\sigma_z = 0$ )

1.  $\sigma_r = 3600$  psi
2.  $\sigma_r = 2400$  psi
3.  $\sigma_r = 1200$  psi
4.  $\sigma_r = 600$  psi

## TRIAXIAL LOADING

### A. $\sigma_z = 3600$ psi

1.  $\sigma_r = 3600$  psi
2.  $\sigma_r = 2400$  psi
3.  $\sigma_r = 1200$  psi
4.  $\sigma_r = 600$  psi

### C. $\sigma_z = 1200$ psi

1.  $\sigma_r = 3600$  psi
2.  $\sigma_r = 2400$  psi
3.  $\sigma_r = 1200$  psi
4.  $\sigma_r = 600$  psi

### B. $\sigma_z = 2400$ psi

1.  $\sigma_r = 3600$  psi
2.  $\sigma_r = 2400$  psi
3.  $\sigma_r = 1200$  psi
4.  $\sigma_r = 600$  psi

### D. $\sigma_z = 600$ psi

1.  $\sigma_r = 3600$  psi
2.  $\sigma_r = 2400$  psi
3.  $\sigma_r = 1200$  psi
4.  $\sigma_r = 600$  psi

# MOISTURE CONDITIONS

1. AS-CAST SEALED SPECIMENS
2. DRY SEALED SPECIMENS

# CONCRETE MIXES

1. MAIN MIX, ALL CONDITIONS
2. HIGH- AND LOW-MODULUS AGGREGATE MIXES, UNDERLINED CONDITIONS

Fig. 3. Room-Temperature Triaxial Creep Tests

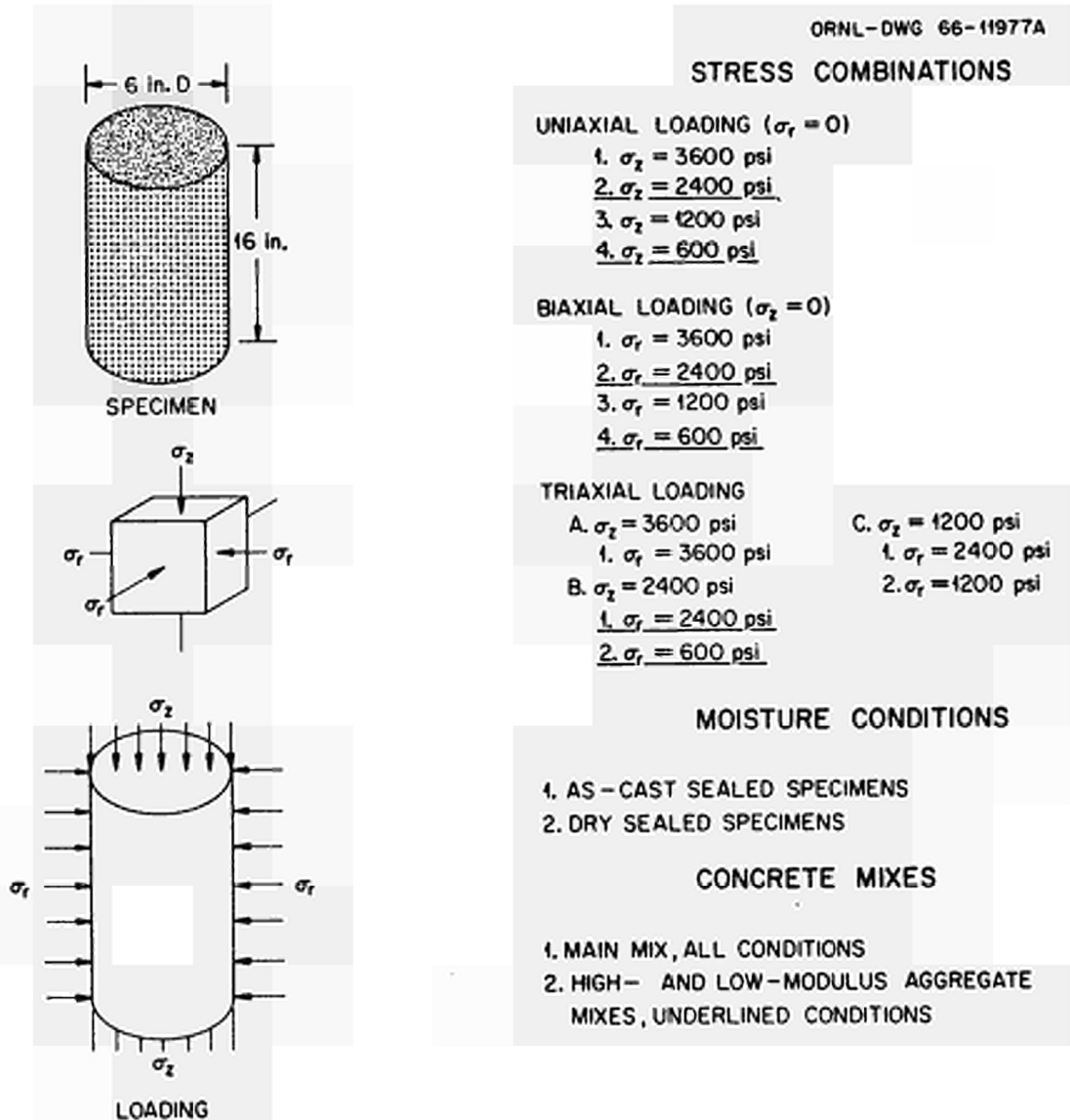


Fig. 4. 150°F Triaxial Creep Tests

A completed specimen is shown in Fig. 5. Load is applied by hydraulic cylinders mounted in frames which have special alignment features. Teflon shims are used between the platen faces and the specimens to minimize the friction and redistribution of load into the body of the platens. Extensive development was conducted on the loading rig and specimen tolerance requirements to insure that an unambiguous state of stress would exist in the desired biaxial stress configuration.

The triaxially loaded specimens are mounted in pairs as shown in Fig. 6. The radial load is applied independently by hydrostatic pressure which is contained in a jacket surrounding the cylindrical surface. Axial load is applied through the piston-cylinder at the bottom of the rig frame. The specimens are sealed in soldered copper and neoprene to prevent moisture loss during the curing period and oil ingress during the loading cycle. Vibrating wire strain gages oriented vertically and radially are used to measure strains. Companion strength and unstressed shrinkage specimens have been fabricated and sealed by similar methods.

#### Concrete Strength Properties Under Variable Temperature

The objective of this project is to determine experimentally the stress-strain relationship and strength of the limestone concrete so that time and temperature effects can be obtained up to temperatures of 300°F. Initially the effect of the elevated temperature and temperature cycling on strength and deformation characteristics under short-term uniaxial compressive loading will be studied. To duplicate the mass concrete conditions in the major portions of a PCR, only as-cast sealed specimens will be examined.

A number of problems with regard to specimen sealing techniques and strain instrumentation have to be solved in order to operate at the relatively high temperatures. Resistance strain gages were specially developed for embedment in the cylindrical specimens, and copper jackets are being used to seal the specimens. Both uniaxial and lateral strains are to be measured with provisions to give a continuous readout of strain.

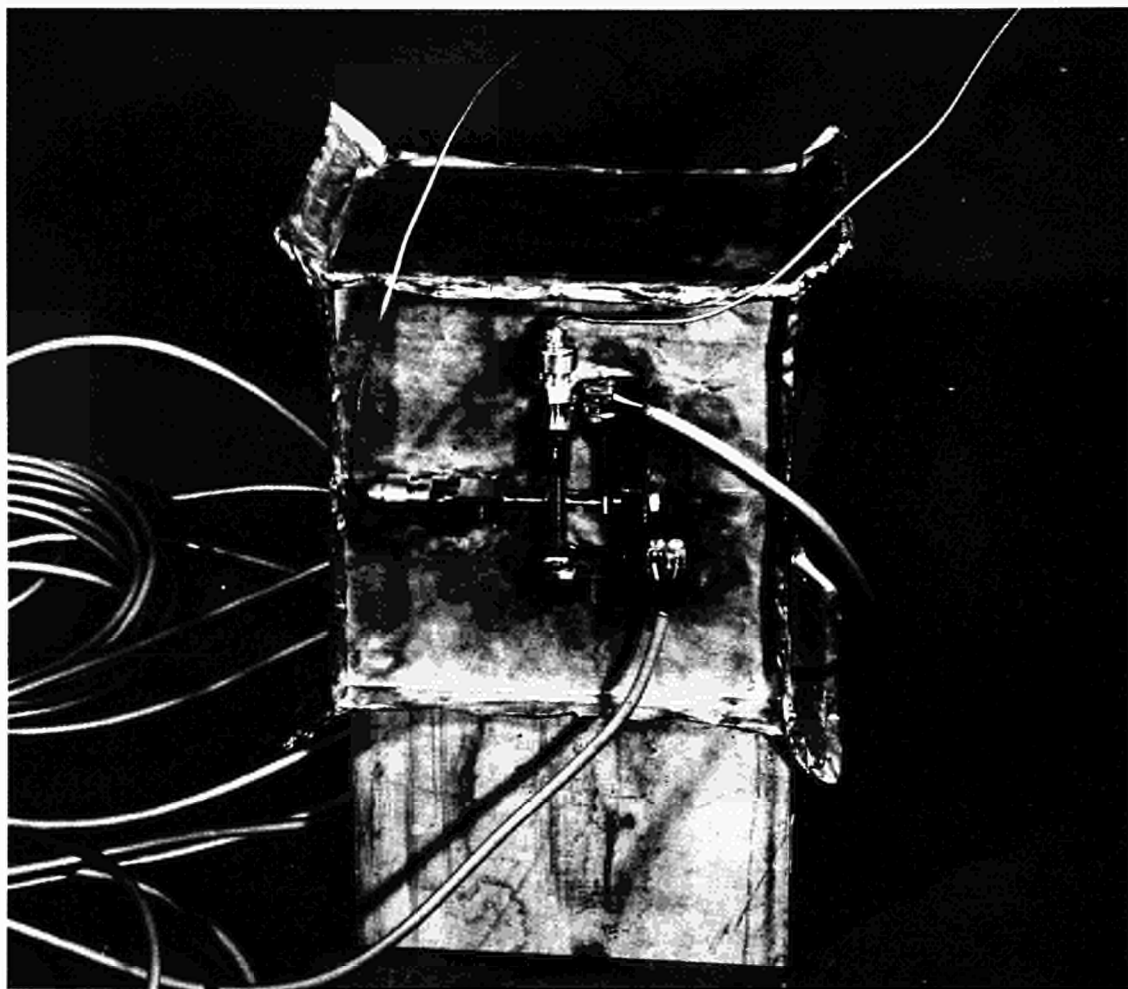
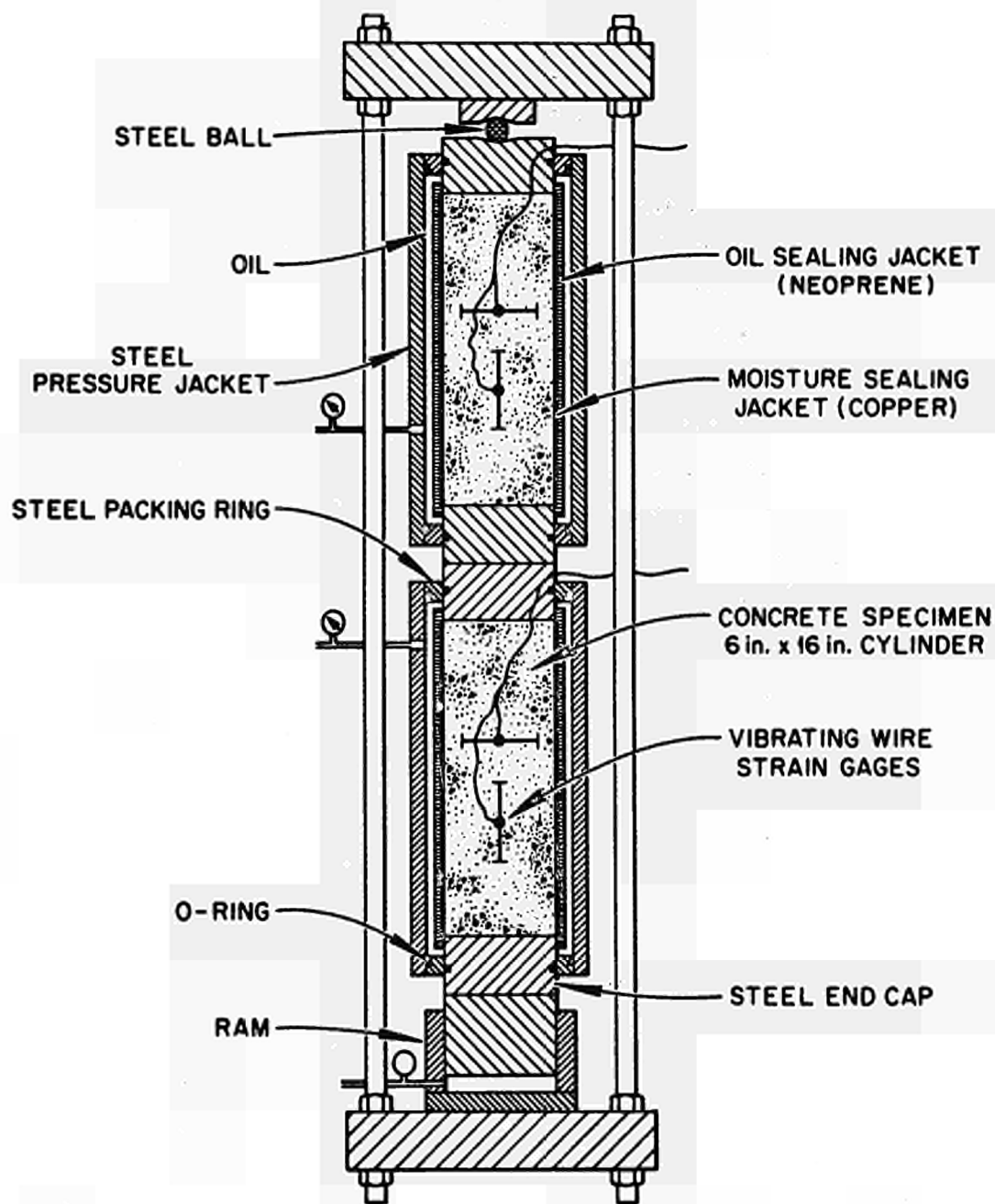


Fig. 5. Biaxial Creep Specimen



Triaxial Test Unit, The University of Texas.

Fig. 6. Triaxial Creep Test Unit



### Concrete Characterization and Special Studies

A number of studies are being performed to obtain additional information on the properties of the concretes used in the projects. These include the determination of the coefficients of thermal expansion of sealed as-cast specimens as a function of age, moisture content and temperatures up to 300°F. Microstructural and petrographic examinations of the aggregates have been performed in addition to determinations of strength and thermal properties of the aggregates used in the program.

A pilot study was performed to investigate the applicability and usefulness of stress-wave emissions to provide a useful description of the failure processes in concrete test cylinders.<sup>3</sup> The method was also applied to a vessel model which was tested to failure by pressure overload. The technique involves the detection of elastic stress waves which propagate through the body as failure processes occur.

As a result of strength tests conducted on several concrete cylinders and the aforementioned model, it was concluded that stress-wave emissions can be used to determine the onset and progression of failure processes in PCRV materials. Specifically, gross cracking and the onset of vessel failure were detectable through stress-wave emission data. During successive loading, the data can be employed to nondestructively evaluate prior loading levels, since significantly higher emission rates were consistently observed when the maximum loads obtained during previous loadings were exceeded. Variations in signal arrival times at various sensor locations and the increased activity of single sensors can be used to locate the origin of cracking. The technique was shown to have sensitivity enabling the detection of failure processes and deformation in the materials beyond that obtainable with conventional instrumentation.

### MODELS

Models have been used extensively for a variety of reasons in the development of PCRV's. Since it is not economic to build and test full-scale structures, models have been used to verify the accuracy of analytical methods, to obtain information on structural response at design loads,

to investigate modes of failure and ultimate strength, to investigate particular regions not readily amenable to analysis, and to study time-dependent behavior of structures subjected to combined loads, including thermal effects.

The adequacy of models in predicting the behavior of heterogeneous structures fabricated from the relatively complex materials involved can be questioned on several counts. The scaling of the concrete, embedment bond, liner, and thermal conditions are points of major contention, since all of these items cannot be faithfully reproduced in reduced-scale structures. The models used in the program and being considered for use can be classified into three general types: (1) photoelastic and/or strain-gaged structures made from materials other than concrete to study and compare against predictions of elastic behavior; (2) mortar or micro-concrete models designed to investigate structure behavior through the ultimate load level under short term pressure overload; (3) concrete models designed to investigate short term structural behavior under pressure loadings and long-term behavior under the combined loads of PCRV environment.

#### Small Models Program

A fundamental model study program has been completed at ORNL with the assistance of Cornell University and selected suppliers of materials and equipment.<sup>4</sup> The purpose of the program was to determine to what extent a prestressed epoxy model and a small prestressed-concrete model could be used to predict the initial design stress distribution, the gross short-term creep and shrinkage behavior, the modes of cracking, and the ultimate failure of a prestressed-concrete vessel. In order to achieve these objectives, four models were tested: a prototype, two mortar models (1/2.75 scale), and an epoxy model (1/5 scale). A simple vessel, which is actually the top half of a cylindrical vessel with flat heads, was selected for a prototype structure. The prototype, as shown in Fig. 7, is 5 ft tall and 4 ft across flats and is of arbitrary design having the principal features associated with an actual vessel. The vessel had very little

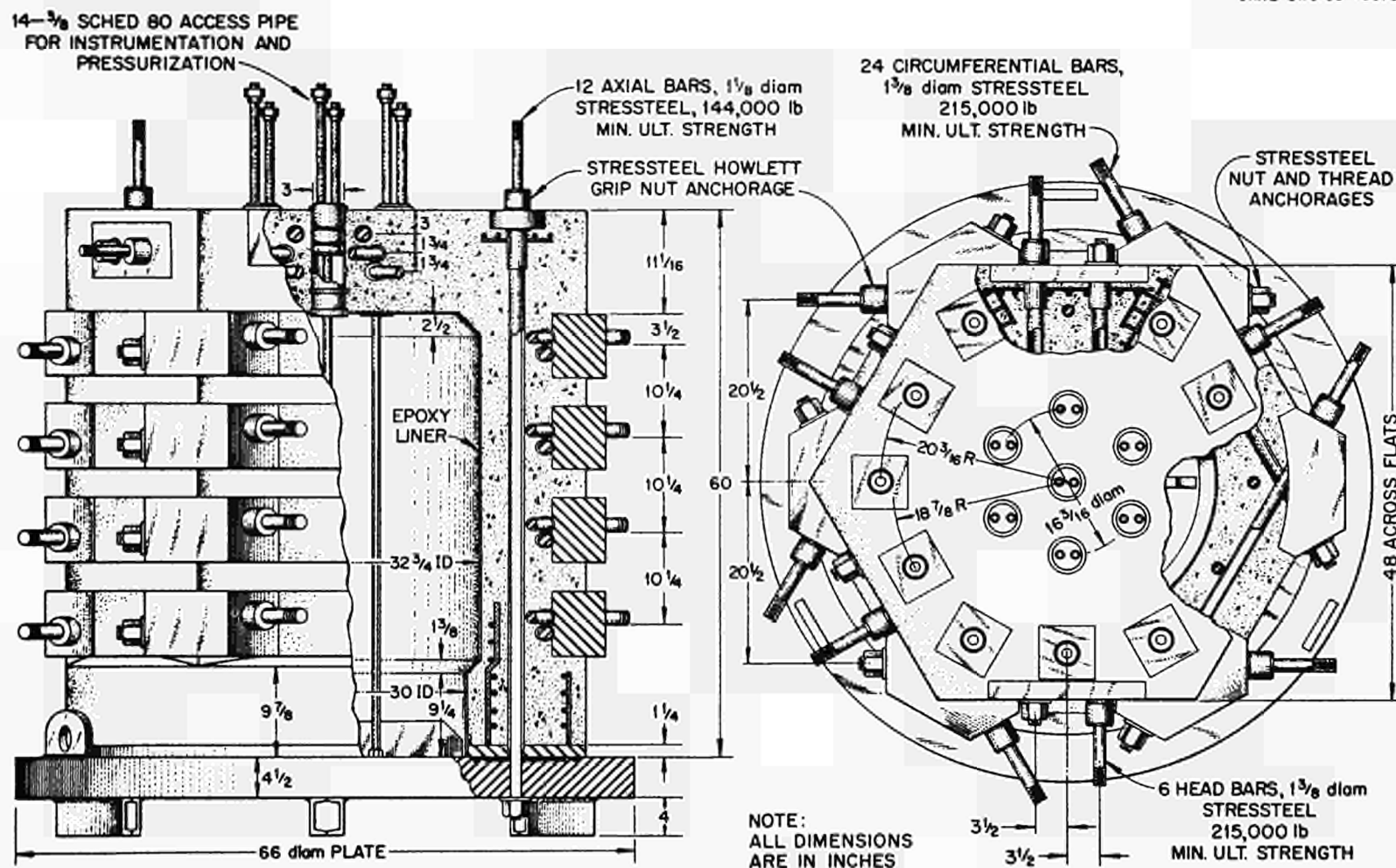


Fig. 7. Concrete Prototype Model

conventional reinforcement and was prestressed with Stressteel bars manufactured by the Stressteel Corporation. The vessel was lined with an epoxy fiberglass for leaktightness, and strain gages were located in the inner surface, outer surface, and interior of the concrete in three vertical planes. Representative prestressing bars were instrumented with load cells to measure total prestressing force, and strain gages were attached to the bars.

This prototype vessel was tested to failure; and two 1/2.75-scale mortar models of the concrete prototype were also tested to failure; one was loaded pneumatically and the other hydraulically. A 1/5-scale prestressed epoxy model of the structure was tested with strain gages. These structures are depicted in Fig. 8.

The maximum pressure reached in the prototype was 1130 psi and the hydraulically loaded mortar model was tested to failure at 1390 psi. The pneumatically loaded model reached a peak pressure of 1045 before leakage prevented further pressurization. The elastic and ultimate load structural behavior of the prototype and mortar models was nearly identical. Pressure versus deflection data measured by dial gages for the middle of the top head are shown in Fig. 9. The cracking pattern and the vessel deformation for the structures are depicted schematically in Fig. 10. The cracks extending out from the haunch region and the vertical cracks in the cylinder wall apparently began to form simultaneously, while the cracks at the cylinder section formed later. There were no cracks in the head of the vessel.

The behavior of the small-scale mortar models closely duplicated that of the concrete prototype. There was no discernible difference in behavior between the mortar model tested pneumatically and the mortar model tested hydraulically. Finite element analysis techniques provided good prediction of vessel behavior in the elastic range, and a rather extensive amount of analysis was performed on these structures.

Analytical methods development has represented a major activity in the program as previously mentioned. In addition to a two-dimensional elastic analyses a three-dimensional<sup>5</sup> elastic finite element analysis was performed. Figure 11 shows the idealized structure and an element

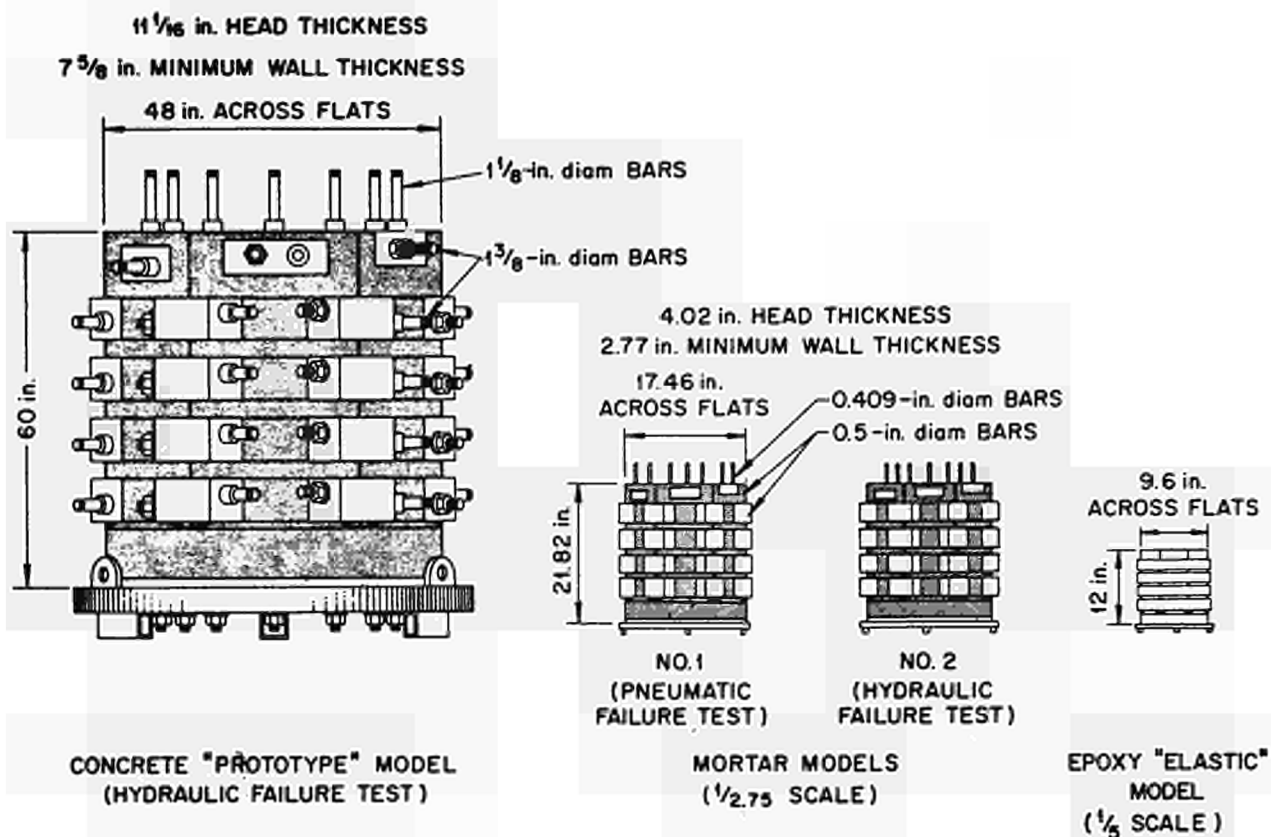


Fig. 8. Models in ORNL Study Program

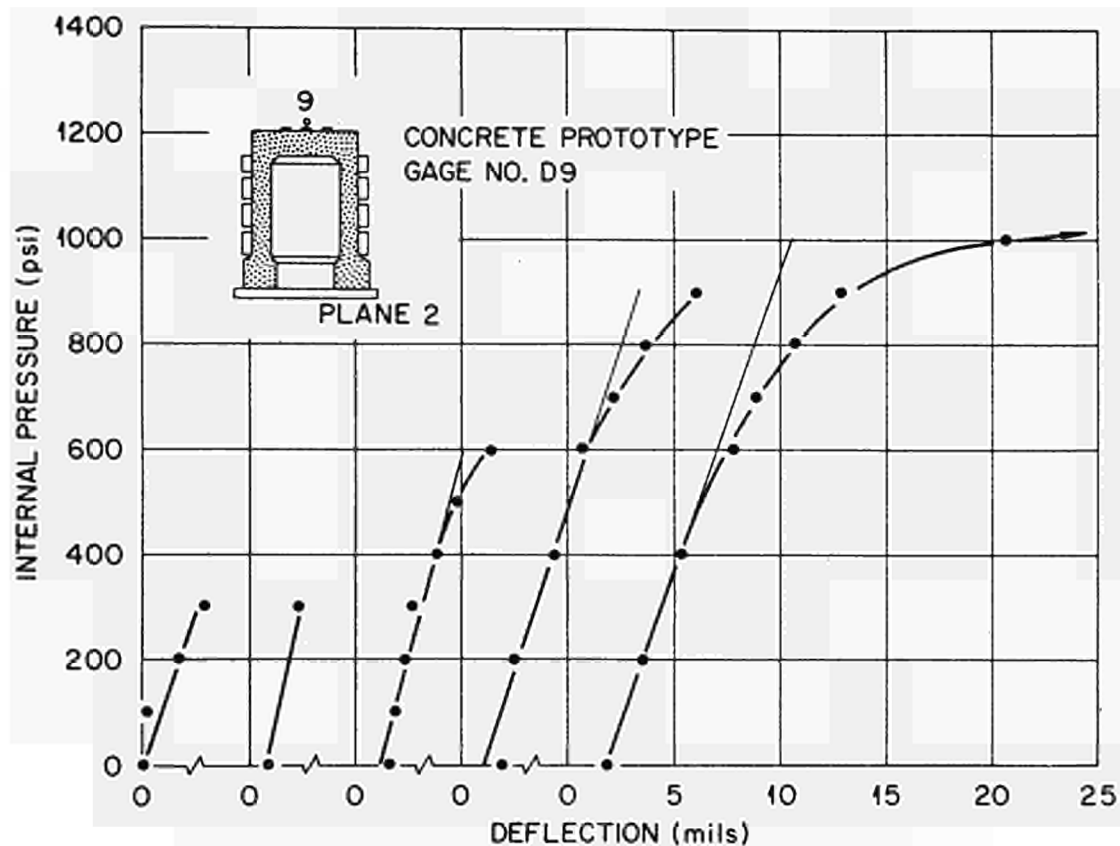


Fig. 9. Pressure Versus Measured Deflection at Center of Top Head of Prototype Vessel

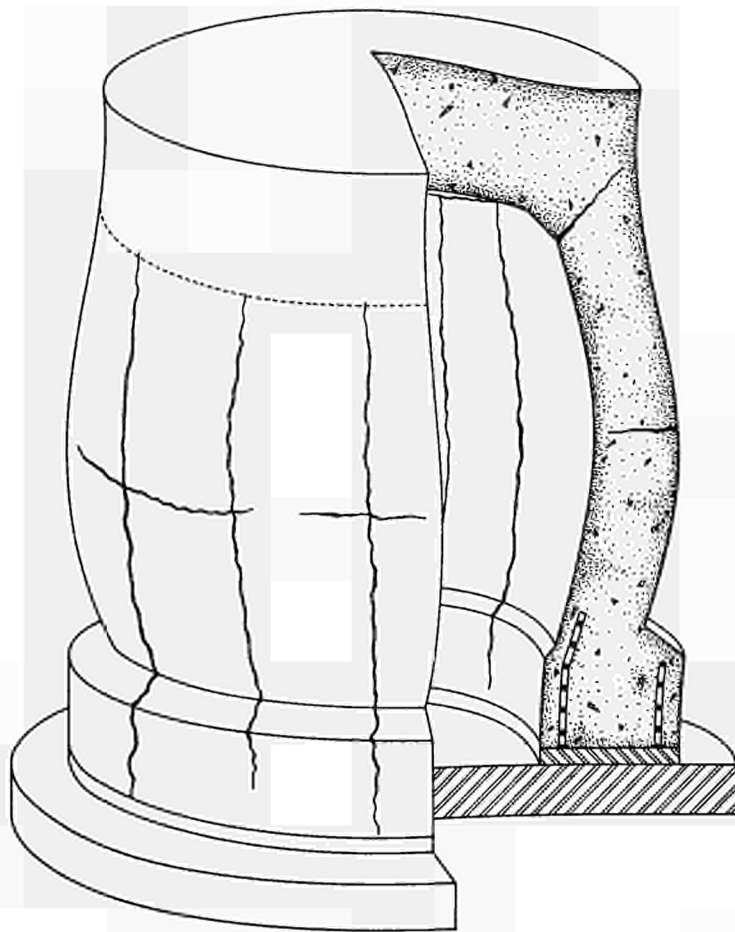


Fig. 10. Schematic of Vessel Cracking and Deformation

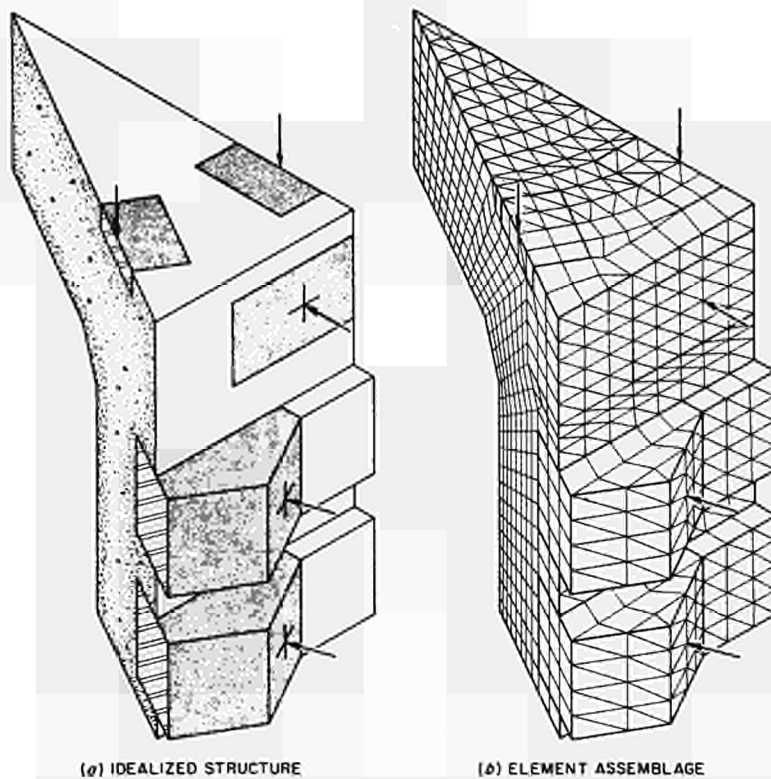


Fig. 11. Idealized Structure and Finite Element Assemblage for 3-D Analysis of Concrete Prototype Vessel

assemblage which represents a  $30^\circ$  symmetry segment of the top half of the prototype vessel used in the three-dimensional analysis. The principal features of the vessel including the outside hexagonal shape, the large steel prestressing anchor blocks for the circumferential tendons, and the steel anchor plates for the axial and head tendons were retained in the analysis. The basic element in the finite element idealization is a tetrahedron. Within each tetrahedron the three displacements are assumed to vary linearly and to give constant values for stresses and strains within each element. The unknown constants in these assumed linear displacement functions are determined by the three displacements at each node of the tetrahedron. These latter displacements at each node in the structure are the unknowns solved by the program. The finite element idealization involved 2,768 nodes and approximately 12,000 tetrahedral elements.

The results for an internal pressure loading of 500 psi are shown in Fig. 12. The predicted deflections for the top head and for the cylindrical wall section across the flats of the hexagonal shape and at a section across the vertices are shown. The solid lines represent deflections predicted by SAFE-3D. The dashed lines on the section taken across the flats represent deflections predicted by an axisymmetric analysis. Experimentally determined values are also depicted. The agreement between the three-dimensional analysis prediction and the experimental results is reasonably good, while the axisymmetric analysis over-estimated the deflections. This result would be expected since the relatively large steel components and the hexagonal shape were not accounted for in the axisymmetric analysis.

The strain-gaged epoxy model did not provide any information that could not as easily be obtained from a mortar model which was simpler and cheaper to build. In fact, because of the difference in Poisson's ratio between epoxy and concrete, a mortar model would be superior for duplicating elastic behavior. Epoxy might be superior when used photo-elastically for studies where internal stresses are desired.

#### Structural Behavior Models

Because of the more effective utilization of the interior volume and relative ease of construction, the cylindrical vessel with flat slab ends

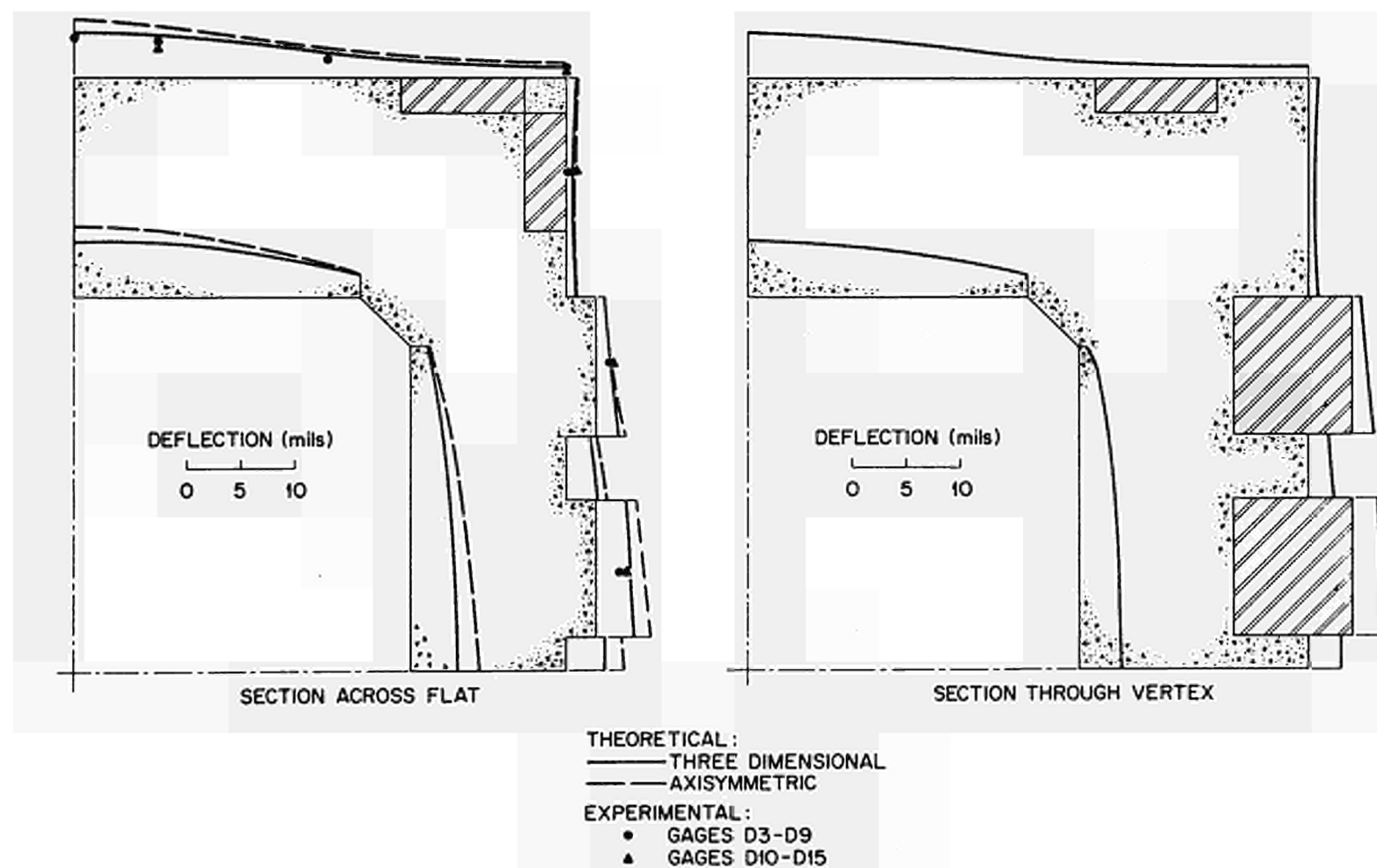


Fig. 12. Comparison of Measured and Predicted Deflections of Concrete Prototype Vessel at 500 psi



has been adopted for most vessel configurations. The end slabs are conservatively designed so that at ultimate load failure occurs in the cylindrical portion of the vessel. Cracking of the cylindrical portion of the vessel results in "self-healing" failure so that under reduced load crack closure is achieved and the vessel retains its structural integrity. Failure in the head region or at the haunch could, on the other hand, be dominated by shear. In order to better understand the structural behavior of the head region, a project was initiated to investigate slab failure with varying thickness-to-diameter ratios and different levels of prestressing in "half-vessel" models.<sup>6,7</sup> Vertical cross sections of the vessels used in the experimental investigation are shown in Fig. 13. To date sixteen vessels have been tested, and a summary of the tests is presented in Table III.

The behavior of the structures can be summarized by comparing two extremes of behavior. In the case of vessel PV7, the response as shown in Fig. 14 was linear up to and beyond the pressure at which cracks started to occur at the reentrant corner of the end slab with the cylinder. Cracking at the inside corner of the joint between the end slab and side wall was followed by extensive cracking on the tension side of the slab. This cracking, which formed along radial lines, was reasonably symmetrically distributed as shown in Fig. 15. The increase in deflection rate at pressure beyond 600 psi can be related to the pressure at which the "overturning moment" of the internal gas pressure overcomes the clamping force of the longitudinal prestressing. After this event, deflection increases further and collapse occurs.

In the case of shear failure the behavior of vessel PVL6 is examined and the load deflection curve is shown in Fig. 16. Figure 17 shows the end slab of vessel PVL6 after failure. Typical shear failure occurred in that a truncated cone was punched out of the end slab. The slope of the sides of the cone was approximately  $45^\circ$ ; its circumference at the base (on the outside of the end slab) coincided with the inner edges of the bearing plates for the longitudinal prestress. The analysis of this behavior with various credible crack patterns indicates that the principal tensile stress at midheight of the slab in the vicinity of the expected

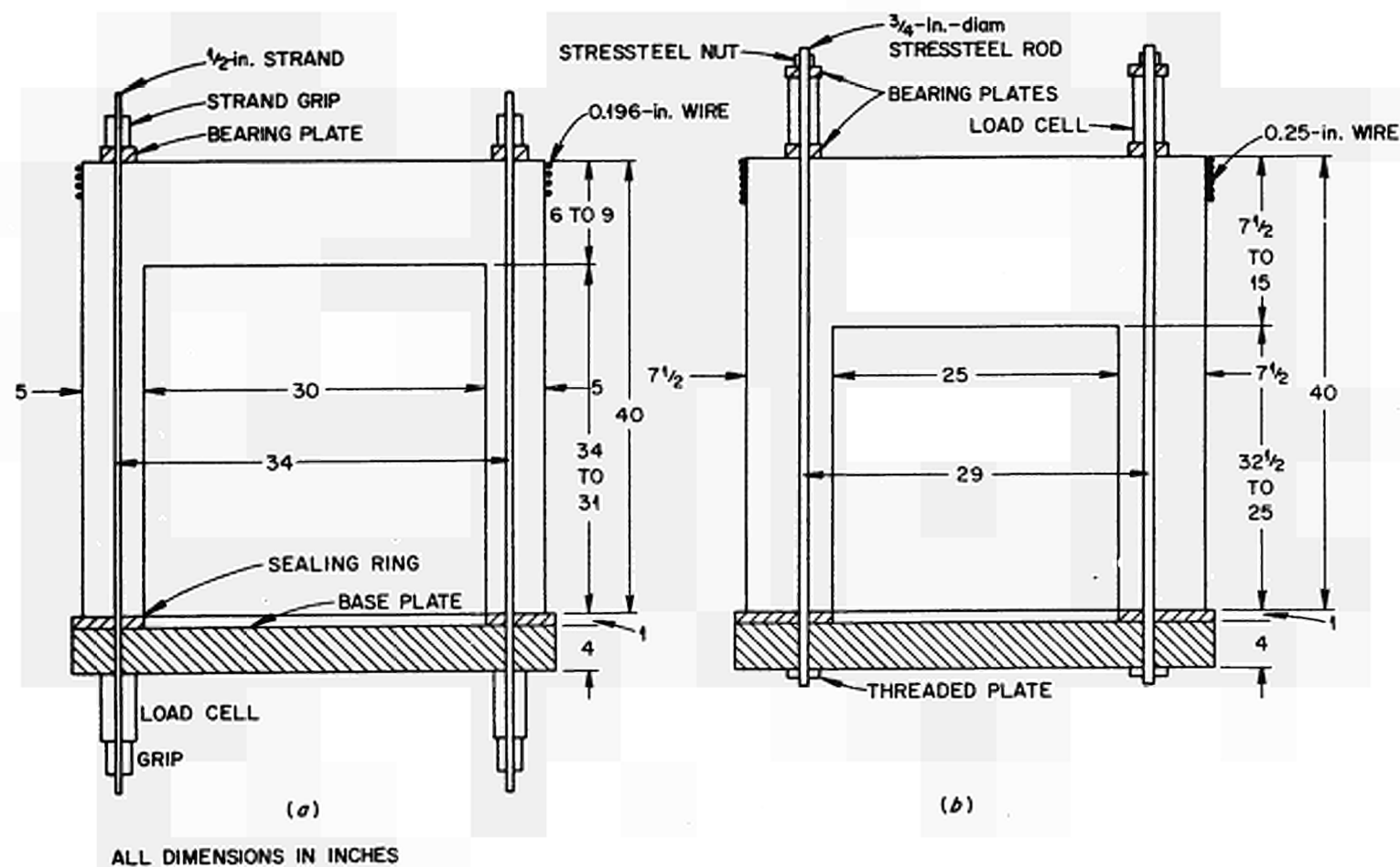


Fig. 13. Vertical Cross Sections of Test Vessels

Table III. Results of the Pressure Vessel Tests

Vessel Designation	Head Thickness (in.)	Wall Thickness (in.)	Circumferential Wire Spacing <sup>a</sup> (in.)	Number of and Type of Longitudinal Tendons <sup>b</sup>	$f'_c$ , Cylinder Strength of Concrete (psi)	Failure Pressure (psi)	Type of Failure
PV1	6	5	1	10 rods	5676	295	Flexure
PV2	6	5	1	24 strands	4954	240	Leak in seal
PV3	7.5	5	1	24 strands	6250	370	Flexure
PV4	6	5	2/3	24 strands	5650	390	Flexure
PV5	7.5	5	2/3	24 strands	6250	465	Flexure
PV6.0	9	5	2/3	30 strands	5805	570	Leak in seal
PV6.1	9	5	2/3	30 strands	5805	585	Leak in seal
PV6.2	9	5	2/3	22 strands	5805	555	Flexure
PV7	9	5	1/3	30 strands	6720	870	Flexure
PV8.0	7.5	5	1/3	30 strands	7230	625	Leak in seal
PV8.1	7.5	5	1/3	30 strands	7230	640	Flexure
PV9	9	5	1/3	30 strands	7140	887	Flexure
PV10	7.5	5	1/3	30 strands	7007	740	Flexure
PV11	7.5	7.5	1/4	28 rods, 2 strands	6830	1600	Leak in seal
PV11.1	7.5	7.5	1/4	28 rods, 2 strands	6830	2040	Shear
PV12	10	7.5	1/4	30 rods	5860	2650	Lift-off of base
PV13	12.5	7.5	1/4	60 rods	6750	3450	Wall splitting and lift-off of base
PV14	15	7.5	1/4	60 rods	6880	3690	Wall splitting and lift-off of base
PV15	7.5	7.5	1/4	60 rods	7340	2300	Shear
PV16	10	7.5	1/4	60 rods	7450	3200	Shear

<sup>a</sup>0.192-in. single wire used for vessels PV1 through PV10 and 0.25-in. single wire used for vessels PV11 through PV16.

<sup>b</sup>0.5-in. seven-wire strand used in vessels PV2 through PV10 and 3/4-in. Stressteel rods used in vessels PV1 and PV11 through PV16.

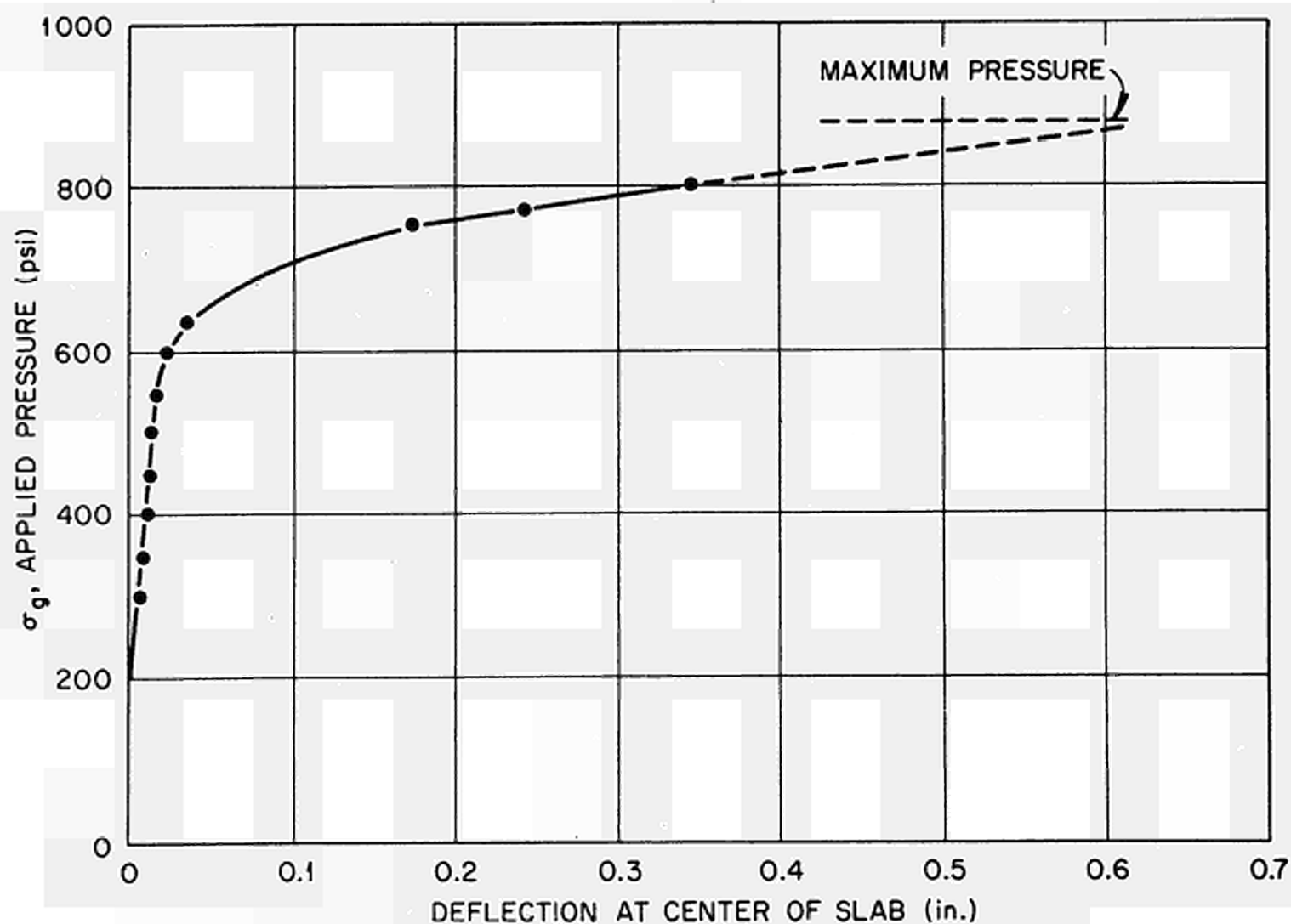


Fig. 14. Applied Pressure Versus Deflection of End Slab at Mid-span for Test Vessel in Flexural Failure

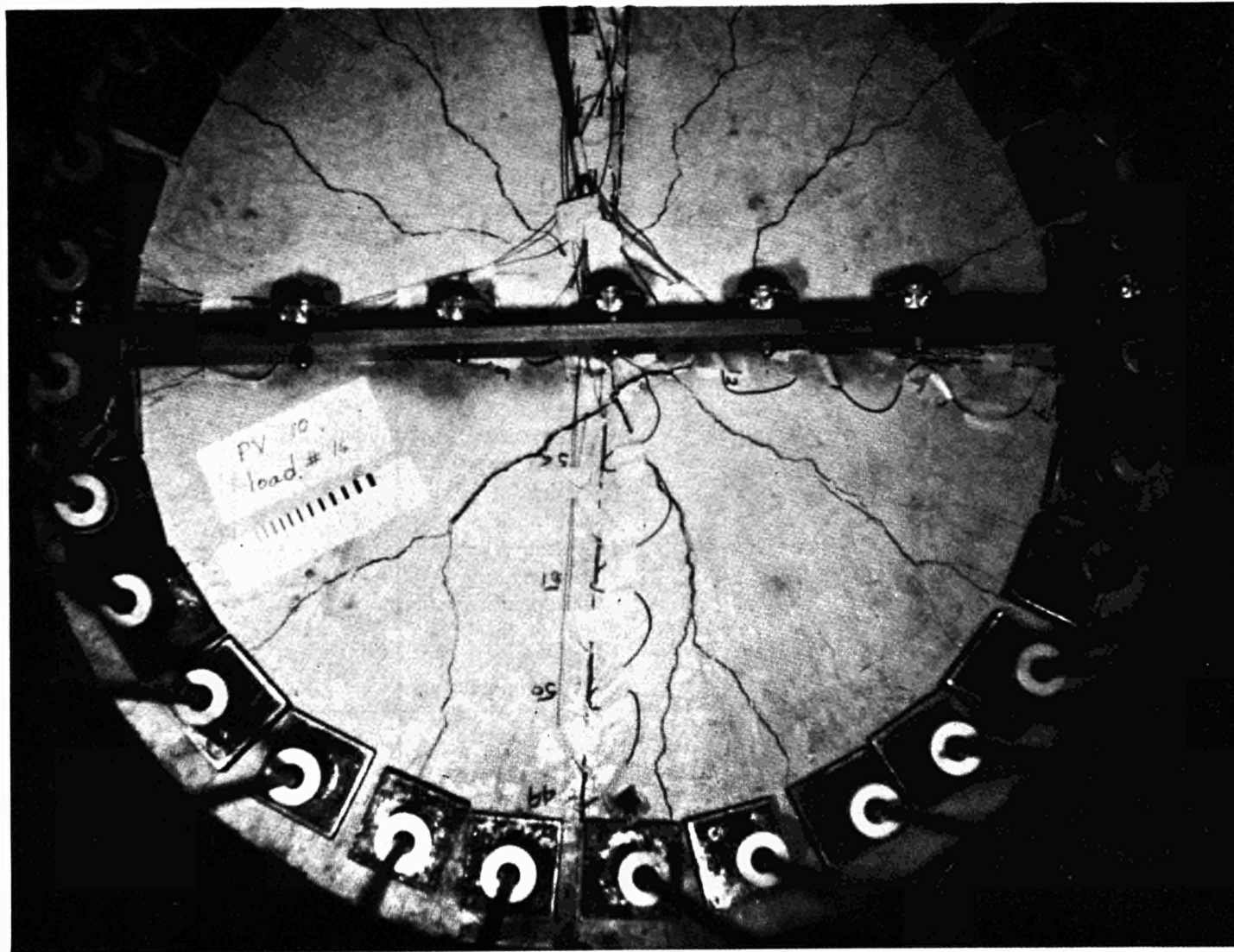


Fig. 15. End Slab Cracking Pattern for Flexural Failure

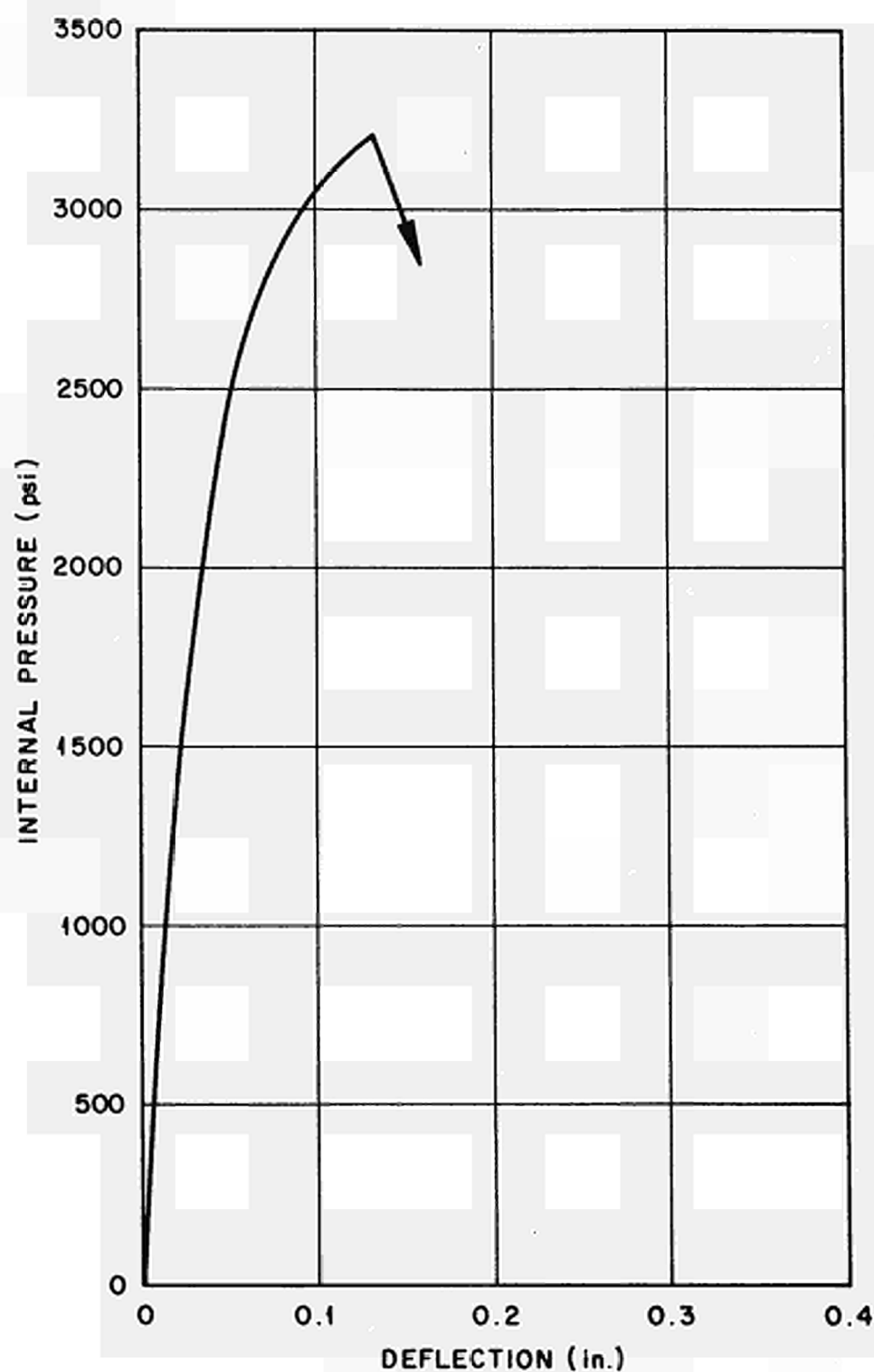


Fig. 16. Applied Pressure Versus Deflection at Center of End Slab of Test Vessel in Shear Failure

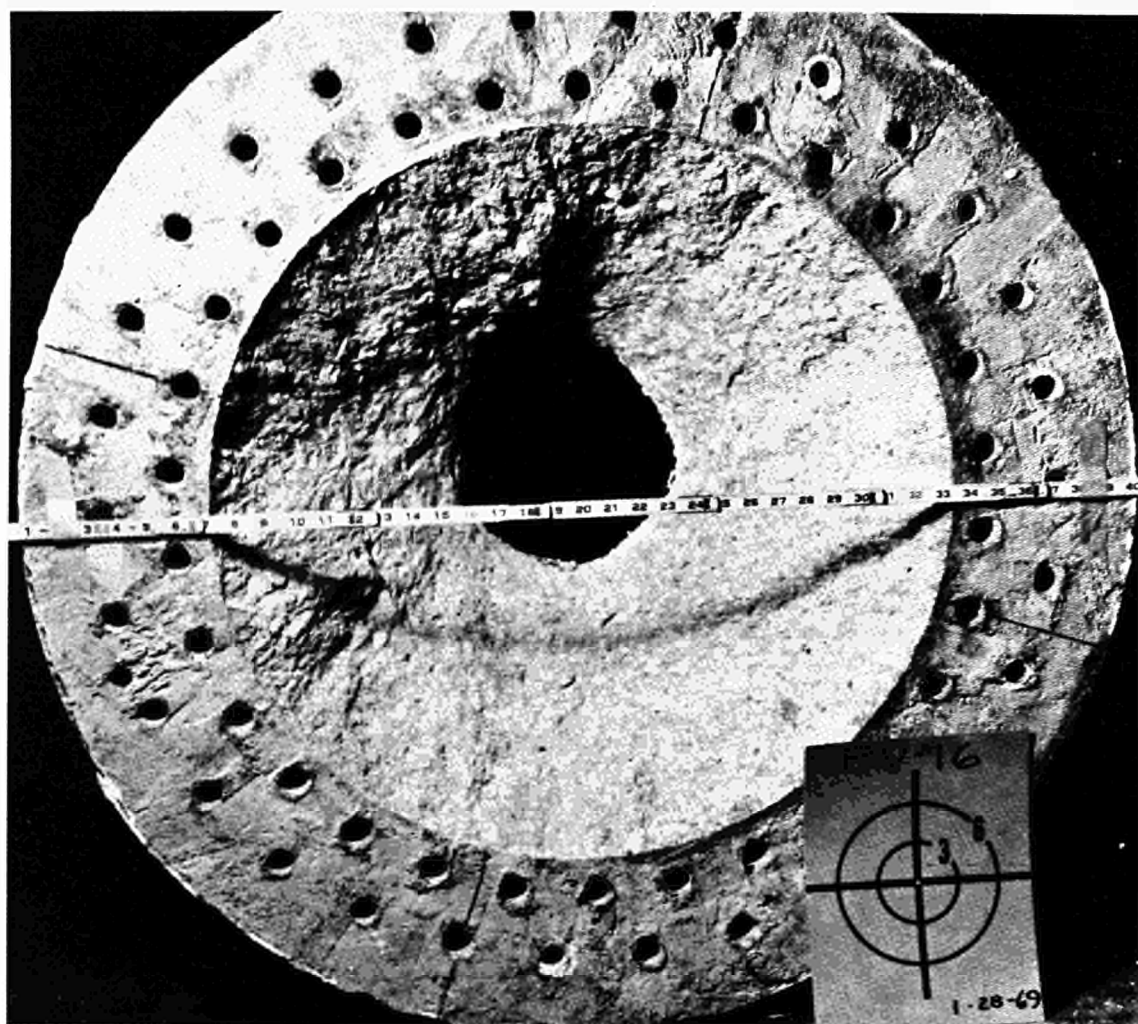


Fig. 17. End Slab of Vessel After Shear Failure

trajectory of inclined cracks is not sensitive to the development of cracks elsewhere in the end slab.

A program of analyses has been carried on in conjunction with the experiments using the lumped-parameter method.<sup>8</sup> Elastic analyses of vessel configuration indicate that inelastic response is initiated by fracture of the concrete in tension as opposed to inelastic action in compression. Initial analytical results compare favorably with the experimental data.

#### Thermal Models

The single most important factor that makes PCRV's unique in the technology of prestressed concrete is the thermal condition imposed on the structure by the relatively high-temperature process fluid. A complex system of insulation and cooling is provided to limit concrete temperatures to 200°F or less, but the long-term behavior of a concrete vessel can be significantly affected by temperatures of this low level. The thermal stress in a structure can be simulated in models by maintaining equal ratios of geometry and temperature difference; however, the thermal gradient cannot be simultaneously simulated on a reduced scale. Significant differences in the gradient can change the rate of moisture movement in the concrete, and the relative strains in the aggregate and cement paste can result in poor simulation of a full-scale structure. Also, relatively thin sections of concrete could lose evaporable water more rapidly and "dry out", with significant change of properties as a result of this loss. It is therefore necessary to use substantial sections of concrete, that is, mass concrete, in order to study thermal effects in combination with other loads experienced in an operating PCRV. In order to determine the accuracy of the inelastic predictions of vessel behavior and establish the adequacy of materials properties as determined with small samples, a large thermal test model is needed. In addition, off-design or over-temperature effects could be investigated to establish the limits of this loading in near full-scale section tests. ORNL has undertaken a review of this problem, and the feasibility of performing such an experiment has been evaluated.<sup>9</sup>



The results of this study indicate a specimen of substantial proportions, 16 ft high by 27 ft dia., with a wall thickness of 6 ft would be required to achieve a reasonable representation of the vessels. This experiment would be substantial in size and cost and due consideration must be given to the objectives and availability of techniques for instrumentation to verify predictions. Since the material investigations previously described serve to establish the validity of many of the techniques required and instruments needed, it is imperative that these techniques be qualified by previous experience. In the interim a smaller structure is to be built to verify methods and instruments being considered for use in the larger model.

A diagrammatic section of the smaller version is shown in Fig. 18. The specimen is a thick-walled cylinder 48 in. high, 18 in. thick and 81 in. in outside diameter. It has proportions of the larger previously mentioned specimen and is one-fourth the size. Provisions are made for applying an internal pressure of 700 psi and a normal temperature gradient ranging from 150°F on the inner surface to 75°F on the outer surface. The specimen is sealed on all surfaces to eliminate moisture loss. The ends are thermally insulated so that heat flow is confined to the radial direction simulating the conditions in a section near the middle of the cylindrical wall of an actual vessel.

Stressteel SEEE strand is used for prestressing, and the circumferential tendons are applied and then jacked outward radially. This technique has the advantage of moving the cylindrical tendons out of the wall of the cylinder where they would produce stress concentrations and limit the space for instrumentation. The system is a modification of an arrangement that has been proposed by the firm of Coyne and Bellier in France.<sup>10</sup>

#### SUMMARY

The projects described cover a wide range of activities that involve the talents of many individuals from organizations throughout the United States. The program has brought to the attention of many experienced people the particular problems and advantages of PCRV's in nuclear power

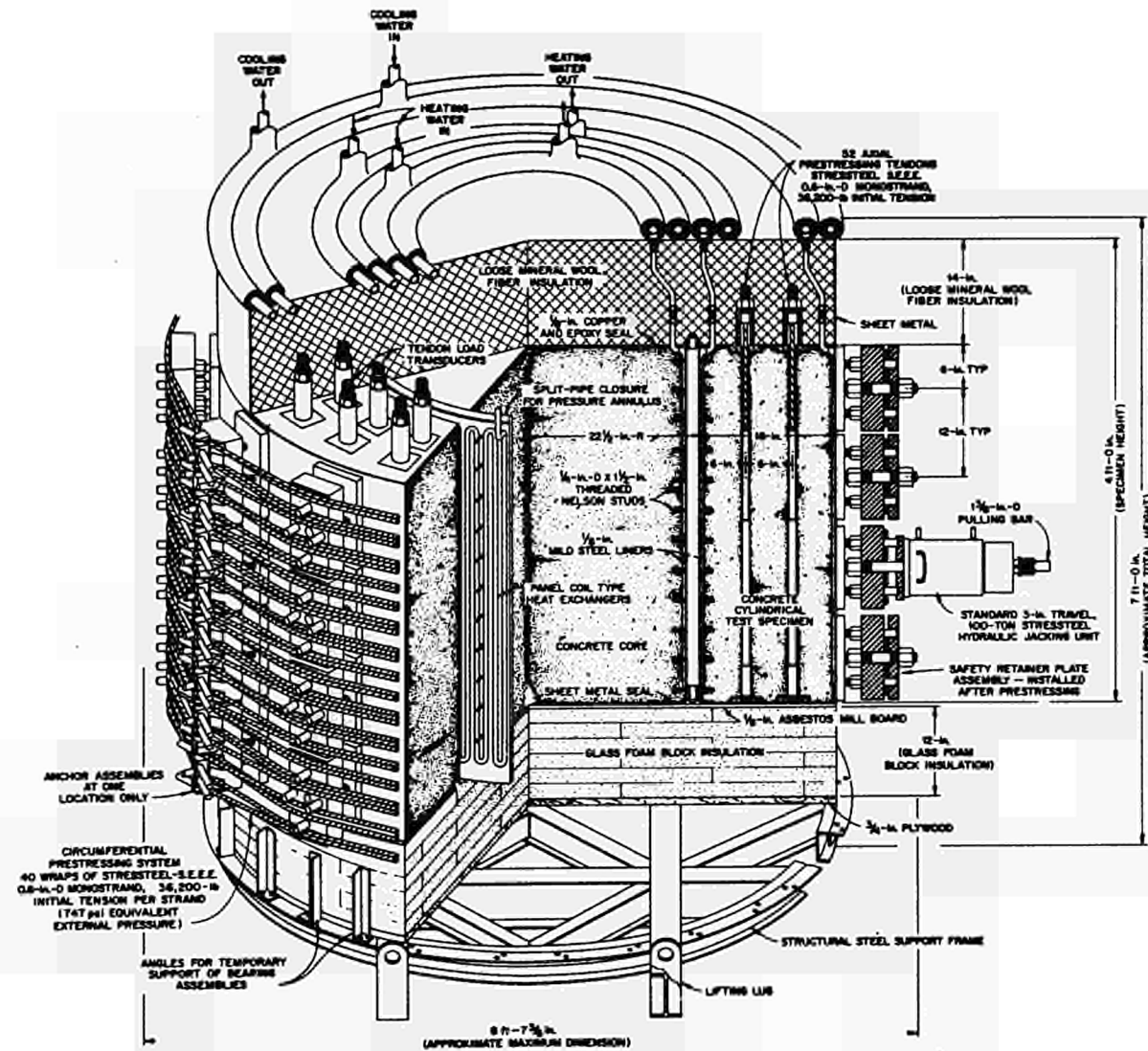


Fig. 18. Small Thermal Cylinder Test Structure

plant applications. It has and will continue to provide additional information on the materials of primary interest, components, and methods of analysis which can be used to better provide information for improvements in design, construction and safety assessments of the structures.

It has not been practical to identify the many individuals participating in the various phases of this program; however, the major organizations have been listed and the references do identify many of the principals involved in the research and development.

#### REFERENCES

1. C. P. Tan, Prestressed Concrete in Nuclear Pressure Vessels - A Critical Review of Current Literature, USAEC Report ORNL-4227, Oak Ridge National Laboratory, May 1968.
2. C. P. Tan, A Study of the Design and Construction Practices of Prestressed Concrete and Reinforced Concrete Containment Vessels, Report No. F-C2121, The Franklin Institute Research Laboratories, August 1969.
3. A. T. Green, Stress Wave Emission and Fracture of Prestressed Concrete Reactor Vessel Materials, AGC4190, June 1969.
4. J. M. Corum, A Study of Small Models for Prestressed Concrete Reactor Vessels, USAEC Report ORNL-4336, Oak Ridge National Laboratory, (to be published).
5. D. C. Cornell, K. B. Jadhav, and Y. R. Rashid, SAFE-3D. A Computer Program for the Three-Dimensional Stress Analysis of Composite Structures, A User's Manual, USAEC Report GA-7855, Gulf General Atomic, Inc., Sept. 1, 1967.
6. M. A. Sozen, et al, Structural Behavior of Prestressed Concrete Vessels, Volume I, Civil Engineering Studies, Structural Research Series No. 346, University of Illinois, Urbana, Illinois, July 1969.
7. S. L. Paul, et al, Strength and Behavior of Prestressed Concrete Vessels for Nuclear Reactors, Volume II, Civil Engineering Studies, Structural Research Series No. 346, University of Illinois, Urbana, Illinois, July 1969.
8. A. E. Gomez and W. C. Schnobrich, Lumped-Parameter Analysis of Cylindrical Prestressed Concrete Reactor Vessels, Civil Engineering Studies, Structural Research Series No. 340, University of Illinois, Urbana, Illinois, December 1968.
9. J. M. Corum and D. W. Goodpasture, Design and Feasibility Study of a Large-Scale Test Simulating the Time-Dependent Behavior of a Prestressed Concrete Pressure Vessel, USAEC Report ORNL-TM-2390, February 1969.
10. A. Puyo, Coyne and Bellier, Paris, France, personal communications to J. M. Corum, Oak Ridge National Laboratory, December 1968 to February 1969.

DIE KONZEPTION DES GRUNDSATZPROGRAMMES  
DER DEUTSCHEN FORSCHUNG UND ENTWICKLUNG  
FÜR SPANNBETON-REAKTORDRUCKBEHÄLTER

THOMAS A. JAEGER

Bundesanstalt für Materialprüfung (BAM), Berlin

N° 2

## 1. Einleitung

Die Idee der Verwendung von Spannbeton im Behälterbau ist weittragend. Durch die Einführung der Spannbeton-Behälterkonzeption haben die Bauingenieure einen großen Beitrag zu Fortschritten in der Reaktortechnik geleistet.

Man kann sagen, daß der Spannbeton-Reaktordruckbehälter dem gasgekühlten Leistungsreaktor zum Durchbruch zur Wirtschaftlichkeit verholfen hat. Dieser Reaktortyp wäre zweifellos sonst im wirtschaftlichen Rennen gegen Druckwasser- und Siedewasserreaktor längst ausgeschieden. Die Verwendung von Spannbetonbehältern beim Bau gasgekühlter Leistungsreaktoren mit großer Leistungseinheit kann als eine technische Konzeption ohne Alternative gelten.

Was die weitere Entwicklung wassergekühlter Leistungsreaktoren anbetrifft, so beginnt man, das wirtschaftliche und sicherheitsmäßige Potential der Verwendung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern auch hier zu erkennen.

Unsere französischen, britischen und amerikanischen Kollegen haben einen besonders großen Anteil an der Entwicklung der Spannbetonbehälter-Technologie, und die Errungenschaften der letzten Jahre erlauben sicherlich einen erheblichen Optimismus bezüglich des Entwicklungspotentials dieser Technologie. Aber es gibt technische Begrenzungen und Grenzen des Wissens, die notwendig in naher Zukunft weiter hinausgeschoben werden müssen, um eine zügige Weiterentwicklung der Reaktortechnologie zu größerer Wirtschaftlichkeit und höherer Sicherheit zu ermöglichen.

## 2. Hauptsächliche technische Limitationen

Die hauptsächlichen technischen Limitationen sind:

1. Die erhebliche Empfindlichkeit des Behältertragwerkes gegenüber erhöhten Temperaturen und gegenüber Temperaturgradienten. Diese führen zu einer nachteiligen Beeinflussung der Betoneigenschaften bzw. zu hohen Wärmespannungen. Somit nimmt das Problem des Wärmeschutzes der Behälterinnenwandung durch Wärmeisolierungsschichten und Kühlsystem eine entscheidende Stellung im ganzen Komplex der Entwicklung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern ein.
2. Die zweite Limitation sind Abmessungs- und Innendruck-Begrenzungen, die durch Formänderungsdiskontinuitäten in Abhängigkeit von funktionellen Konstruktionsmerkmalen bedingt sind: das sind beispielsweise die oft notwendigen großen Durchbrüche.
3. Die dritte Limitation sind Abmessungs- und Innendruck-Begrenzungen, die durch den Platzbedarf für Vorspannseile und Verankerungen diktiert werden.

## 3. Veranlassung und Konzeption des Grundsatzprogrammes

Das Hinausschieben dieser technischen Grenzen erfordert noch einen erheblichen Forschungs- und Entwicklungsaufwand. Das deutsche Bundesministerium für Bildung und Wissenschaft hat die große Bedeutung erkannt, die die weitere Entwicklung der Technologie von Spannbeton-Druckbehältern für die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit und Sicherheit von gasgekühlten und wassergekühlten Leistungsreaktoren bietet und hat gegen Anfang des Jahres 19 die Bundesanstalt für Materialprüfung (BAM) beauftragt, ein umfassendes und vorausschauendes Forschungs- und Entwicklungsprogramm für gasgekühlte und wassergekühlte Leistungsreaktoren zu entwerfen.

Als "Grundsatzprogramm der deutschen Forschung und Entwicklung für Spannbeton-Reaktordruckbehälter" [1] bildet dieses Programm den Rahmen für eine zunächst auf vier Jahre ausgelegte, wohlkoordinierte Forschungs- und Entwicklungsarbeit, an der sich verschiedene Industriefirmen, Hochschulinstitute und behördliche Forschungsinstitute beteiligen werden. Mit der Bewilligung der Mittel wird noch in diesem Jahr gerechnet; die Arbeiten würden dann an den verschiedenen Stellen sicherlich unmittelbar aufgenommen werden.

Die Konzeption des "Grundsatzprogrammes" sieht eine möglichst weitgehende Verlagerung der Gewichte der Forschung in Richtung auf die Grundlagenforschung hin vor.

Es ist eine bedauerliche Tatsache, daß die überwiegend sehr starke Projektbezogenheit der bisherigen Forschung auf dem Gebiet der Spannbeton-Reaktordruckbehälter in ihrem gesamten internationalen Umfang die Übertragbarkeit und generelle Verwendbarkeit der Ergebnisse erheblich einschränkt. Von einer effektiven, vorausschauenden Nutzung der in der Summe aufgewendeten großen Forschungsmittel kann keine Rede sein.

Die im "Grundsatzprogramm" vorgesehene, weitgehende Verlagerung der Gewichte der Forschung in Richtung auf die Grundlagenforschung hin ermöglicht folgendes:

1. die breite Anwendbarkeit der Forschungsergebnisse und damit eine wirtschaftliche Verwendung der Mittel,
2. größtmögliche Flexibilität in der Konstruktionsentwicklung, so daß der Reaktorentwicklung vom Behälter her keine Fesseln auferlegt zu werden brauchen.

Die Leitgedanken der Konzeption werden im folgenden kurz erläutert.

#### 4. Parametrische Studien

Ein essentieller Bestandteil der Forschung und Entwicklung sollen allgemeine Systemanalysen sowie parametrische Studien über Konstruktionsmöglichkeiten von Spannbeton-Reaktordruckbehältern sein in Richtung auf Zielfunktionen der Wirtschaftlichkeit und Sicherheit, die in Anpassung an die Zielsetzungen der deutschen Reaktorstrategie definiert werden sollen.

Derartige Studien werden zur Abschätzung des vollen Potentials der Spannbetonbehälter-Bauweise benötigt. Bei diesen Studien soll der Reaktordruckbehälter als funktionell in das jeweilige Leistungsreaktorsystem eingebundener A p p a r a t mit wechselseitigen funktionellen (auch montagetechischen), sicherheitstechnischen und wirtschaftlichen System-Abhängigkeiten behandelt werden. Die aus solchen systemanalytischen Untersuchungen gewonnenen Einsichten könnten dann den Entwicklungslinien der gasgekühlten und wassergekühlten Leistungsreaktoren wichtige Perspektiven und Orientierungen bieten.

Auf der anderen Seite sind solche systemanalytischen Studien, die bis zur systematischen parametrischen Untersuchung aller Konstruktionsfragen getrieben werden, für den Bauingenieur von Bedeutung, um daraus allgemeine Entwurfskriterien und Bemessungsvorschriften ableiten zu können.

#### 5. Berechnungsverfahren

Ein Brennpunkt des Grundsatz-Programmes für die deutsche Forschung und Entwicklung für Spannbeton-Reaktordruckbehälter ist die Entwicklung eines zuverlässigen, flexiblen und dabei möglichst wirtschaftlichen Berechnungsverfahrens, das eine wirklich realistische Erfassung des Tragwerksverhaltens ermöglicht.



Man kann in diesem Zusammenhang feststellen, daß die Berechnung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern derzeit die wohl schwierigsten Berechnungsprobleme im konstruktiven Ingenieurbau aufgibt. Zur Erläuterung der in der Basis des Grundsatzprogrammes angegebenen Leitlinie für die Entwicklung eines geeigneten Rechenverfahrens und seiner Stellung im gesamten Forschungskomplex müssen hier einige allgemeine Betrachtungen eingeschaltet werden.

Noch vor einem Jahrzehnt galt eine ganze Reihe ziemlich grober Idealisierungen der Materialeigenschaften als leider unvermeidbar notwendig, um Tragwerke überhaupt einer Berechnung zugänglich zu machen. Dank der Verfügbarkeit digitaler Rechenautomaten werden nun die Möglichkeiten einer rechnerischen Erfassung des Verhaltens von Konstruktionen ständig erweitert. Dies gilt sowohl für eine immer engere mathematische Annäherung an die fortschreitenden Erkenntnisse der Materialforschung als auch für die zunehmende geometrische Kompliziertheit der Konstruktionen. Dabei wird man die Entwicklung von Tragwerks-Berechnungsverfahren von Grund auf den Möglichkeiten großer Rechenautomaten anpassen müssen. Die bisherige Entwicklung läßt vermuten, daß bei der Untersuchung komplexer Konstruktionen nur noch das Materialverhalten selbst und allenfalls einzelne Grundkomponenten experimentell zu untersuchen sind, die integrale Erfassung des Tragverhaltens von Gesamtkonstruktionen jedoch durch Verwendung digitaler Rechenautomaten geschieht und sozusagen als "digitales Experiment" ermöglicht wird.

Die enge Verbindung von grundlegendem Experiment und Berechnung wird mehr und mehr ein Merkmal der Untersuchung moderner Konstruktionen und die heute in komplizierten Fällen noch üblichen Gesamtmodell-Versuche werden mehr und mehr zur Ausnahme.

Die Berechnung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern stellt ein nichtlineares, zeitabhängiges und temperatur- und feuchtigkeitsabhängiges dreidimensionales Randwertproblem eines komplizierten Verbundtragwerkes dar; denn der Betonkörper ist ein nichtlineares viskoelastisches Medium, das sich zudem durch Bewehrung und Rißbildung anisotrop verhält. Die Materialeigenschaften des Betonkörpers verändern sich außerdem stark unter dem Einfluß der Belastung, der Temperatur- und Feuchtigkeitsfelder sowie der Zeit, so daß er zu einem ausgeprägt nichthomogenen Medium werden kann.

Unter diesen Bedingungen verlieren experimentelle Untersuchungen an Modellen um so mehr an Aussagekraft, je kleiner die Modelle sind. Großmodelle sind aber nicht nur außerordentlich kostspielig, ihr zeitaufwendiger Bau und die langzeitige Prüfung halten zweifellos auch die Entwicklung der Reaktortechnik auf. Das Gewicht hat sich daher auf hochleistungsfähige Rechenverfahren zu verlagern, die Forschungsergebnisse über das komplexe Materialverhalten direkt verarbeiten zu können.

Somit ist es Schlüsselpunkt des Grundsatz-Programmes der Forschung und Entwicklung für Spannbeton-Reaktordruckbehälter, daß rechtzeitig ein möglichst universales und flexibles und dabei wirtschaftlich arbeitendes Computer-Rechenprogramm zur Verfügung steht. Ein solches, auf der Grundlage moderner computerorientierter numerischer Methoden zu entwickelndes Rechenprogramm muß die laufend anfallenden Ergebnisse der Materialforschung in sehr realistischer Weise verarbeiten können, und es muß dreierlei leisten:

1. Die Erfassung des Konstruktionsverhaltens unter Prüf- und Betriebslastfällen, erstreckt über die ganze angenommene Lebenszeit des Behälters;
2. Die Verfolgung des Tragfähigkeitsverhaltens bei Reaktor-Störfällen und Schadensfällen und Bestimmung der Grenztragfähigkeit;

3. es muß über die Analyse von Konstruktionsentwürfen hinaus Hilfsmittel für die Entwicklung optimaler Konstruktionen sein.

Als zweckmäßigstes Verfahren für die Erfüllung der gestellten Anforderungen ist von uns die Matrizen-Methode mit physikalischer finiter Elementen-Rasterung in Raum und Zeit erkannt worden, und zwar in Form der Matrizen-Verschiebungsmethode. Dieses Verfahren bietet sich wegen seiner hervorragenden Systematisierbarkeit als zur Zeit und für die vorhersehbare Zukunft beste Möglichkeit an. Das Verfahren ist sowohl in idealer Weise computergemäß als auch zur Erfassung komplizierten Materialverhaltens bei der Berechnung beliebig komplizierter Konstruktionen geeignet. Die mathematische Formulierung ermöglicht eine besonders einfache Eingabe von Randbedingungen (und Verbundflächenbedingungen) und Materialgesetzen. Die mathematische Formulierung dieser Methode gestattet es, in entsprechenden Computer-Programmen die Materialgesetze als Eingabeparameter beliebig zu verändern. (Nähere Betrachtungen in [2] )

## 6. Materialforschung

Gemäß den vorstehenden grundsätzlichen Ausführungen über die allgemeine Entwicklungsrichtung der Konstruktionsanalyse und weiterhin zwecks Gewährleistung größtmöglicher Flexibilität in der Entwicklung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern ist es sinnvoll, gleichzeitig besonderes Gewicht auf die Grundlagenforschung auf den Gebieten der Werkstoffe und der Berechnungsverfahren zu legen. - Die folgenden Erläuterungen beschränken sich auf einige Kommentare zu vorgesehenen Forschungen auf dem Gebiet des Werkstoffes Beton.

Die Verwendung von Beton als mechanisch langfristig hochbeanspruchtes Konstruktionsmaterial unter dem Einfluß erhöhter Temperaturen erfordert zum Zweck wirtschaftlichen und sicheren Konstruierens tiefere Kenntnisse des mechanisch-thermischen Materialverhaltens als bisher zur Verfügung stehen.

Der weiteren Erforschung der relevanten technischen Eigenschaften von Beton wird im deutschen Programm ein breiter Raum eingeräumt, jedoch wäre besonders hier eine zielgerichtete wohlkoordinierte internationale Kooperation erforderlich.

Neben der phänomenologischen Erforschung der verschiedenen technischen Materialeigenschaften sind auf dem Gebiet des Betonkriechens auch fundamentale Materialuntersuchungen in den für Spannbeton-Reaktordruckbehälter interessierenden Parameterbereichen vorgesehen. Diese grundlegenden Untersuchungen werden sich auf die Erforschung des bisher nur ungenügend geklärten Einflusses des Feuchtigkeitsgehaltes bei erhöhten Temperaturen richten, auf den Einfluß von Verteilung und Migration der Feuchtigkeit in Beton unter dem Einfluß von Temperaturgradienten bei verschiedenen Parameterspielräumen des Mikro- und Makrogefüges von Beton. Die Untersuchungen sollen zu Korrelationen und Extrapolationen der akkumulierenden phänomenologischen Meßwerte verhelfen. Sie sind somit keinesfalls nur von akademischem Interesse, sondern von erheblicher praktischer Bedeutung für Spannbeton-Reaktordruckbehälter.

## 7. Wärmeisolierung und Liner

Ein erheblicher Nachteil der konstruktionstechnisch und sicherheitsmäßig sonst so vorteilhaften Spannbetonbehälter-Bauweise besteht in der hohen Empfindlichkeit des Behältertragwerkes gegenüber erhöhten Temperaturen (nachteilige Beeinflussung der Betoneigenschaften) und Temperaturgradienten (Wärmespannungen). Dieses Problem ist in Abschnitt 2 bewußt an erster Stelle der gesamten technischen Limitationen angeführt worden.

Das Problem des Wärmeschutzes der Behälterinnenwandung durch Wärmeisolierungsschichten und Kühlsystem nimmt somit eine entscheidende Stellung im ganzen Komplex der Spannbeton-Reaktordruckbehälter-Entwicklung ein. Die Bedeutung dieses Problems hat sich in den letzten Jahren durch die auf immer höhere Betriebstemperaturen abzielende Entwicklung gasgekühlter Leistungsreaktoren und durch die Bestrebungen zur Verwendung der Spannbetonbehälter-Bauweise auch für wassergekühlte Reaktoren noch gesteigert.

Sowohl technisch wie auch wirtschaftlich vollauf befriedigende Lösungen für Wärmeschutzsysteme sind noch nicht gefunden worden, es fehlt jedoch nicht an verschiedenartigen Konzeptionsvorschlägen, von denen einige einer eingehenden Überprüfung wert erscheinen. Systematische Untersuchungen an aussichtsreich erscheinenden verschiedenen Wärmeschutzsystemen bilden einen wesentlichen Bestandteil im Mosaik des "Grundsatzprogrammes"; die Wärmeschutzsysteme sind dabei naturgemäß im wesentlichen separat auf gasgekühlte und auf wassergekühlte Leistungsreaktoren ausgerichtet.

Untersuchungen über den Liner (Dichthaut) bilden ebenfalls einen bedeutenden Bestandteil des "Grundsatzprogrammes"; solche Untersuchungen sind für Betrieb und Sicherheit von Reaktoren außerordentlich wichtig. Auf diesem Gebiet sollen sowohl breit angelegte experimentelle und theoretische Grundlagen-Forschungen durchgeführt werden, als auch eingehende experimentelle und theoretische Untersuchungen über Dichthaut-Details wie Dehnungskompensatoren (Dichtungsbälge) und Dichthautanschlüsse an Durchdringungen.

## 8. Bauwerksprüfung und Betriebsüberwachung

Ein wesentlicher Bestandteil des deutschen Grundsatzprogrammes der Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Spannbeton-Reaktordruckbehälter ist die umfassende Ausnutzung sämtlicher in den nächsten Jahren zu errichtender Spannbeton-Reaktordruckbehälter zur Gewinnung von wissenschaftlichen Daten zur Verwendung bei Konstruktionsentwurf und Konstruktionsberechnung zukünftiger Behälter (Projekte nach Ablauf dieses Programmes); das heißt, daß bestehende Behälter in so umfassender Weise wie möglich sozusagen als 1 : 1 Modelle für wissenschaftliche Zwecke auszunutzen sind. Einer solchen extensiven Bauwerksprüfung und Betriebsüberwachung mit direkt korrelierten Materialuntersuchungen kommt eine entscheidend wichtige Bedeutung für die Überprüfung des Zuverlässigkeitsgrades des zu entwickelnden Rechenprogrammes (s. Abschnitt 5) zu.

Die Bauwerksprüfung und Betriebsüberwachung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern unter Berücksichtigung des vorstehend genannten Gesichtspunktes erfordert:

1. Ein auf die Besonderheiten des Konstruktionsentwurfes und eine Einschätzung der Zuverlässigkeit des verwendeten Berechnungsverfahrens abgestimmtes systematisches Anordnungsschema für die Instrumentation, wobei außer der Nachprüfung des Konstruktionsentwurfes auch der Zweck der Lieferung von wissenschaftlichen Daten zur Verwendung für zukünftige Bemessungen zu berücksichtigen ist;
2. Verwendung der für die speziellen Bedingungen am besten geeigneten Geber-Typen und Geber-Fabrikate;
3. Verwendung von Registrierverfahren, die den speziellen Bedingungen (Meßstellenanzahl in der Größenordnung von  $10^3$ , Meßdaten in der Größenordnung von  $10^6$ ) angepaßt sind.

Das Studium der durch die Punkte 2 und 3 aufgeworfenen Fragen bildet einen wesentlichen Bestandteil des "Grundsatzprogrammes", das breit angelegte Untersuchungen über die für Bauwerksprüfung und Betriebsüberwachung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern zweckmäßige Instrumentation vorsieht. Diese Untersuchungen werden folgende Aspekte beinhalten:

1. Zweckmäßige Auswahl von Gebern auf der Grundlage von Eignungsvergleichen über Meßbereich, Unempfindlichkeit gegenüber Störeinflüssen und Langzeitverhalten, Kostenvergleichen sowie Vergleichen betreffend die Einbaumöglichkeiten unter rauen und schwierigen Bedingungen (Robustheit) auf der Basis einer Auswertung aller verfügbaren eigenen und fremden Erfahrungen;
2. Labor-Erprobung zweckmäßiger Einbautechniken für die ausgewählten Geber und Erarbeitung von Anweisungen für die Praxis; (das Wort "Anweisungen" - anstelle des Wortes "Empfehlungen" ist im Grundsatzprogramm bewußt verwendet worden, da es für alle Beteiligten als wünschenswert erscheint, sich auf die gleiche Art der Gesamt-Instrumentierung, gleiche Einbaumethoden und gleiche Meßpraxis zu einigen);
3. Vergleiche der Eignung von Gebern und Meßmethoden jeweils für Behältermodell und Großausführung mit Anstreben von möglicher Entsprechung;
4. Eventuelle Entwicklung spezieller Geber, wenn die vorliegenden Bedingungen dies als wünschenswert erscheinen lassen;
5. Vergleiche der Eignung von Gebern und Meßmethoden in der Großausführung;
6. Erarbeitung von generellen Vorschlägen für den speziellen Bedingungen angepaßte Registrierverfahren;
7. Erarbeitung von generellen Vorschlägen für die Methodik der Meßwerte-Zusammenstellung.

## 9. Schlußbemerkung

Die hier nur schlaglichtartig in den Hauptpunkten erläuterte Konzeption des Grundsatzprogrammes zielt auf die Durchführung eines in die voraussehbare deutsche Reaktorstrategie eingebettetes, wohlkoordiniertes, integrales und vorausschauendes Forschungs- und Entwicklungsprogramm für Spannbeton-Reaktor-druckbehälter für gasgekühlte Hochtemperaturreaktoren, Siedewasser- und Druckwasserreaktoren ab, das bei wirtschaftlicher Durchführbarkeit größte Effektivität ermöglichen soll. Wir hoffen, damit den Bau derartiger Behälter in beliebiger Form und Bauweise innerhalb von etwa vier Jahren auf einen technologisch in jeder Beziehung hinreichend tragfähigen Boden zu stellen und eine bessere Übersicht über das Potential der Spannbeton-Behälterbauweise zu gewinnen.

## 10. Referenzen

- [1] Bundesanstalt für Materialprüfung, Fachgruppe 2.2:  
Grundsatz-Programm der deutschen Forschung und Entwicklung für Spannbeton-Reaktordruckbehälter. Berlin, Version vom 17. April 1969; (English Translation: Proposed Basic German Research and Development Program for Reactor Pressure Vessels of Prestressed Concrete, Preliminary Version of 17 March 1969; Scientific Translation Service, STS Order No. 7521 for Oak Ridge National Laboratory, 13 June, 1969).
- [2] K. Brandes: Numerische Berechnungsmethoden für Spannbeton-Reaktordruckbehälter. Second Conference on Prestressed Concrete Reactor Vessels and Their Thermal Insulation, Brussels, 18 - 20 Nov. 1969; Paper No. 26



Diskussion - Discussion - Discussione - Beraadslaging

18. 11. 1969

(no. 1, 2)

ARATHOON - SOCIA: M. Nephew a indiqué qu'aux Etats-Unis, il y avait une vingtaine de caissons en béton précontraint prévus pour des réacteurs à eau légère. J'aimerais savoir si ces caissons sont à l'heure actuelle, à l'état de projet ou si des constructions sont décidées?

NEPHEW - ORNL: The reference in the paper to concrete pressure vessels planned and in use in the United States for light water reactor plants is to secondary containment structures and not primary reactor vessels. Prestressed concrete and reinforced concrete structures are in rather extensive use in this application.

DAVIDSON - UKAEA: I would like to refer to paper no. 2 concerning the section dealing with the failure of slabs which occurs on page 24. I would just like to repeat that, as the author says, these models were specially designed to cause a failure in the slab and therefore the models were not representative of normal pressure vessels for nuclear reactors. Now, I have always taken some interest in this particular phenomenon and it has always been a matter of discussion as to whether failures are going to be of flexural nature or of a punch out shear type. We have these two vessels which were referred to as PV 7 and PV 16 on table 3. I would just like to point out to you that in order to promote a shear failure in pressure vessel 16 it was necessary to so adjust the prestressing on the section and the thickness of the concrete that the failing pressure was raised to 3200 pounds per square inch, that is to say, four times the pressure which caused failure in PV 7. I mention this, because I have always felt that in any

economically designed reactor pressure vessel a flexural failure is far more likely than a shear failure. May I just ask Mr. Nephew if he would tell me what is the lumped parameter method of calculation.

NEPHEW - ORNL: The lumped parameter method of analysis is a numerical method in which the continuous structure is represented by a system of rigid bars and flexible nodes. The physical equivalence of this approximation can be visualized by having the rigid bars interconnected by series of flexible nodes at which point the material properties of the various subregions of the real structure are put into the model. A stiffness property of each subregion is formulated and the stiffness matrix for the complete structure is obtained by the proper summation of the stiffness matrices for the individual subregions.

BENZLER - Kommission: Ich möchte eine Frage richten an Herrn Prof. Jaeger, und zwar zu den Langzeitversuchen. Ich glaube in dem deutschen Vierjahrprogramm ist auch auf diesem Gebiet des Materialverhaltens etwas vorgesehen; wäre es möglich, einen Anhaltspunkt zu bekommen über die Dauer derartiger Langzeitversuche?

JAEGER - BAM: Langzeitversuche am Beton, Kriechversuche im bi- und triaxialen Spannungszustand sind im Programm gefordert, aber wir haben sie ausgespart, weil wir hofften, daß die amerikanischen Versuche schwergewichtsmäßig fortgeführt werden.

KINKEAD - Dragon Project: I have a brief question on the first paper from Mr. Whitman; on page 24 he mentions the importance of the self healing type of failure of a pressure vessel in prestressed concrete. It is my own opinion that this self healing characteristic of the prestressed vessel should not be relied on entirely in a safety argument, particularly in view of the fact that bonded or passive reinforcement is essential in a full scale

prestressed vessel to a certain extent (whether it is only the liner or additional reinforcement adjacent to the liner). I would like to know whether the opinion of those responsible for both the German and American programme is that the self-healing argument is a vital one in order to achieve the security of the prestressed concrete vessel. I feel it is a wrong argument to put forward.

NEPHEW - ORNL: One of the important safety features of a properly designed and constructed prestressed concrete pressure vessel is the great margin of safety against catastrophic collapse. I did not intend that "self-healing" imply reachievement of the pressure retaining function after reduction in an overload but rather no loss of structure in a fashion that would invalidate major safety features. I believe I am in agreement with Mr. Kinkead's opinion.

TERPSTRA - Kommission: Ich habe die Aufforderung von Herrn Prof. Jaeger zur Koordinierung des deutschen Programms innerhalb eines größeren internationalen Programms sehr begrüßt und ich möchte ihn fragen, ob es vielleicht möglich wäre, hier ein Organigramm bekannt zu geben, damit die verschiedenen Delegierten sich erkundigen können, welche Firmen und Institutionen in Deutschland im Rahmen dieses Programmes zusammenarbeiten werden.

JAEGER - BAM: Meine Herren, ich freue mich besonders über diese Frage, denn sie rechtfertigt, diesen Vortrag gehalten zu haben. Es bestehen Vorabsprachen über mögliche Kooperationsinteressen mit der amerikanischen Forschung, mit der britischen, mit der schweizerischen und mit der österreichischen. Dieses sind aber nur von mir auf privater Basis geführte Vorabsprachen. Der ganze Komplex zusammen mit den Angaben, welche Firmen welche Teile des Programmes bearbeiten werden, welche akademischen Institutionen, welche Behörden mitarbeiten werden mit Zeitablaufplänen sind beim

Bundesministerium für Bildung und Wissenschaft hinterlegt. Ich habe erfahren, daß eine Abteilung für internationale Kooperation des Bundesministeriums die Kontakte aufnehmen wird sowie vom deutschen Finanzminister die Mittel bewilligt sind, womit wir in Kürze rechnen. Ich möchte fragen, ob Herr Scherer vom Bundesministerium hier ist und die Frage weiter beantwortet.

SCHERER - Bundesministerium für Bildung und Wissenschaft: Ich kann die Frage vielleicht dahingehend weiterbeantworten, daß die Information, die Ihnen Herr Prof. Jaeger gerade gegeben hat, richtig ist. Diese Überlegungen der Zusammenarbeit sind bei uns hinterlegt; wir sind im Augenblick etwas gebunden, weil wir die Zustimmung unseres Finanzministers zum Grundsatzprogramm noch nicht haben. Dieses wird aber in den nächsten Tagen oder Wochen geschehen und dann werden wir diese Überlegungen weiter vorantreiben.



- Zweiter Teil : Praktische Erfahrungen mit ausgeführten  
Reaktordruckbehältern.
- Part Two : Practical experiences with reactor  
vessels actually built.
- Deuxième Section : Résultats pratiques obtenus avec des  
cuves pressurisées pour réacteurs.
- Seconda parte : Esperienza pratica su contenitori già  
costruiti.
- Tweede deel : Bedrijfservaring met bestaande  
reactordrukvaten.



Opening remarks by the chairman, Professor A.D. ROSS  
for Papers Nos. 3, 4 and 5.

We now come to Part II which is concerned with practical experience with reactor vessels already built. This subject is of cardinal importance since only by the realisation of design concepts through practical experience in actual operation can the scientific studies discussed in Part I be vindicated.

In Paper No. 3, M. Arathoon and his co-authors describe technical details of the Vandelllos Power Plant. This is of great interest because it is a replica of the St. Laurent Pressure Vessel which is the subject of Paper No. 4 by M. Costaz, Electricité de France, describing the first results of commissioning. Of the four important conclusions to this Paper the first two viz. good response to pressure stresses and little information on thermal stresses will be appreciated and understood by all delegates. The third conclusion viz. that there are no apparent hot spots in the liner is a matter for congratulation. Finally Paper No. 5 by Messrs. Williams, Tate and Burrow contain important comments on the need to harmonise all the differing technologies required in the complex construction of a nuclear plant. Their comments on the Wylfa Station, now commissioning, and certain technical aspects of a later station in Great Britain will, I know, be of interest.





LE CAISSON EN BETON PRECONTRAIT DE LA  
CENTRALE NUCLEAIRE DE VANDELLOS

J.P. ARATHOON et F. LE CARS  
Société pour l'Industrie Atomique - Paris

J.MULLER et Ph. MOREAU  
Entreprises Campenon Bernard - Paris

N° 3

### Première partie

La Centrale Nucléaire de VANDELLOS est construite "clefs en main" par un Groupement de Constructeurs Français avec la participation de leurs filiales espagnoles et de Sociétés espagnoles pour le Compte de la Société Hispano-Française d'Energie Nucléaire, HIFRENSA.

La Société pour l'Industrie Atomique (SOCIA) membre du Groupement des Constructeurs exerce pour la réalisation de VANDELLOS les fonctions de Mandataire du Groupement et de Coordinateur Industriel.

Cette Centrale, dont la construction a démarré en juillet 1967, est installée en bordure de la mer Méditerranée à 40 km environ au sud de TARRAGONE.

Elle est du type graphite-gaz-uranium naturel et est une quasi-reconduction des Centrales Nucléaires Françaises de SAINT LAURENT DES EAUX ; la différence essentielle se trouve dans les circuits de refroidissement dont l'eau de circulation (côté primaire) est de l'eau de mer, au lieu de l'eau douce de Loire;

Le réacteur de cette Centrale est donc, comme à SAINT LAURENT DES EAUX à circuit primaire intégré et à architecture superposée c'est-à-dire que coeur du réacteur est en partie haute de la cavité intérieure, au-dessus des échangeurs de chaleur : le gaz carbonique circule dans les canaux de l'empilement de haut en bas. Cette solution se caractérise par un caisson de diamètre plus faible que dans la solution annulaire type OLDBURY, donc autorisant des pressions intérieures plus élevées.

L'enceinte étanche constituée par le caisson en béton précontraint supporte en une pression maximale de service de 30 bars effectifs. Le circuit du gaz caloporteur est organisé de façon que l'ensemble des parois soit en contact avec ce gaz à la température basse de son cycle qui est de 225° C sur le fond inférieur en amont des soufflantes et de 230° C sur le fût et le fond supérieur en aval de ces dernières.

Le béton n'étant pas étanche au gaz, il est nécessaire de revêtir la face intérieure du caisson d'une peau d'étanchéité constituée par une tôle d'acier, soudée, très ancrée dans le béton du caisson. Il est nécessaire, également, de revêtir cette peau d'étanchéité d'un calorifuge interne en béton de ponce, lui-même protégé par un casing métallique et de refroidir cette peau énergiquement par circulation d'eau de façon à maintenir la face interne du béton à une température assez basse pour une bonne tenue physico chimique de celui-ci. D'autre part une différence de température trop élevée entre face interne et externe du béton aurait créé des contraintes thermiques considérables incompatibles avec la stabilité de la structure.

Les calculs ont montré que l'on a intérêt à limiter cette différence de température à une valeur comprise entre 20 et 35° C, la valeur absolue de la température au point le plus chaud de la face intérieure de la cavité restant inférieure à 80° C.

La forte épaisseur des parois de béton de l'enceinte en permet l'emploi comme écran biologique et comme support de matériels extérieurs (machine de chargement sur la dalle supérieure, appuis de planchers lourds sur les faces verticales, etc...).

Le problème primordial du délai de construction nous a amenés à préfabriquer en atelier sur le site des ensembles métalliques importants du caisson et des équipements internes, parallèlement à la construction du caisson en béton proprement dit.

Ces principaux ensembles sont :

- les blocs tubulaires inférieur et supérieur,
- les viroles circulaires de peau d'étanchéité,
- les orifices de soufflantes et de ventilation à l'arrêt,
- la jupe et la sole constituant le supportage de l'empilement.

Les manutentions depuis ces ateliers sont faites par lorries circulant sur voies lourdes jusque sous l'emprise d'un portique métallique de manutention équipé de deux ponts roulants de 300 tonnes chacun. Signalons au passage que la méthode de construction de la peau du fond, utilisée à SAINT LAURENT II et reprise à VANDELLOS a donné toute satisfaction. Il est bon de rappeler également que ce type de caisson a été essayé sur 2 maquettes du caisson d'EDF 4 de SAINT LAURENT DES EAUX.

Celles-ci ont été construites et essayées à CHINON. Ces maquettes à l'échelle de 1/5 étaient équipées de divers appareils de mesure : thermocouples, donnant en différents points caractérisés la température du béton, témoins sonores permettant de mesurer les déformations locales du béton, dynamomètres placés sous les ancrages des câbles de précontrainte et donnant leur tension.

Les essais de la première maquette ont commencé par des essais élastiques à froid, permettant de vérifier le calcul des contraintes dues à la précontrainte et à la pression. Au cours de ces essais, la pression a atteint des valeurs supérieures à la pression de calcul et voisines de la pression de fissuration. Les essais se sont poursuivis par des essais thermiques avec chauffages rapides et lents. Pendant ces essais thermiques des cycles de pression et de maintien en pression étaient effectués.

Lors des essais thermiques de cette première maquette, une légère fissuration de la face externe du fût est apparue prématurément. L'étude de ces phénomènes, confirmée par d'autres essais sur maquettes, a montré que cette fissuration était due à une analyse insuffisante des efforts secondaires provoqués par la forme extérieure hexagonale du fût, et à une légère sous-estimation du coefficient de dilatation du béton.

Sur la deuxième maquette, et après essais en élasticimétrie et en photo-élasticité, le tracé des armatures de précontrainte du fût a été légèrement corrigé pour compenser ces efforts secondaires.

Malgré l'imperfection constatée sur la première maquette, la pression de rupture a été de 88 bars, alors que la pression de rupture minimale exigée

était de 75 bars. Cette rupture s'est produite par rupture des cerces du fût.

A VANDELLOS, compte-temu des expériences de SAINT LAURENT DES EAUX, il n'a été exécuté que deux maquettes d'essais dont il sera parlé plus en détail dans la seconde partie de l'exposé.

La Construction du Caisson de VANDELLOS est exécutée par la Compagnie de Constructions Internationales C.C.I. représentée pour cette construction par les

Entreprises CAMPENON BERNARD de PARIS.

Dans la seconde partie de cette communication Monsieur Jean MULLER, Directeur Technique de ces Entreprises

expose, plus spécialement, les caractéristiques essentielles et les conditions qui ont présidé à l'étude et à l'exécution de ce caisson espagnol.

## DEUXIEME PARTIE

- 2.1 Ainsi qu'il vient d'être rappelé, la Centrale de VANDELLOS est pour l'ensemble de sa conception une duplication de celle de SAINT LAURENT DES EAUX. Cette duplication ne signifie pas reconduction complète et des améliorations ou modifications, lorsqu'elles ne remettaient pas l'ensemble des ouvrages en cause, ont pu être apportées à divers composants.

En particulier, le caisson en béton précontraint, qui enferme le coeur du réacteur et les échangeurs de chaleur, a fait l'objet de modifications touchant à la disposition et à la nature des armatures de précontrainte.

Après avoir rappelé les principales caractéristiques de l'ouvrage, de son fonctionnement et de ses conditions de calcul, nous décrivons les modifications apportées au caisson de VANDELLOS et les justifications qui en ont été données.

### 2.2 DESCRIPTION DU CAISSON

La chaleur produite dans le coeur du réacteur est évacuée par du gaz carbonique sous pression maximale de 30 bars vers les échangeurs de chaleur situés en dessous selon la technique intégrée mise au point en FRANCE. La température du gaz au contact des parois du caisson ne dépasse pas 230° C.

La température du béton est maintenue beaucoup plus basse grâce à un circuit de refroidissement soudé sur la peau d'étanchéité et à un calorifuge en béton de ponce enfermé dans un "casing" non étanche destiné à protéger le calorifuge et à arrêter les poussières qu'il produit. On a pu ainsi admettre que la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du caisson n'excédait pas 26° C pour le fût et le fond supérieur et 36°C pour le fond inférieur.

Le caisson en béton précontraint proprement dit limite une cavité dont les dimensions sur peau sont :

- diamètre 19 m,
- hauteur 36,29 m.

Extérieurement, il a une forme de prisme hexagonal de 28,50 m de double apothème, les épaisseurs des fonds sont 6 m pour le fond inférieur et 5,66 m pour le fond supérieur. L'épaisseur minimum du fût est de 4,75 m.

En l'absence, lors de l'étude de l'ouvrage, des règlements particuliers aux caissons, ce sont les coefficients de sécurité habituels qui ont été pris pour l'estimation des taux de travail maximaux admissibles pour les matériaux, l'ouvrage étant en service normal.

On a vérifié que pour un état de charges majorées (1,2 p + 1,5 q) les contraintes ne subissaient pas d'augmentations brutales et restaient dans un domaine de sécurité élargi.

Le coefficient de sécurité à rupture est de 2,5.

Les caractéristiques mécaniques du béton sans être exceptionnelles doivent être assez élevées :

- résistance à compression mesurée sur cylindre, supérieure à 400 bars à 28 jours
- résistance à traction supérieure à 36 bars.

Ces caractéristiques ont été atteintes par un béton d'agréats calcaires issus d'une carrière proche du site et de sable siliceux de balastière. Le ciment est un Portland 325.

Le module d'Young instantané et le coefficient de dilatation sont respectivement de 450 000 bars et de  $9,6.10^{-6}$  en moyenne.

## 2.3 ARMATURES DE PRECONTRAINT

L'armature choisie pour la précontrainte du caisson est l'armature STUP composée de 12 torons de 15 mm, d'une force de rupture de 306 t (cf. photo jointe).

Bien que d'autres armatures plus puissantes aient pu être fournies par la STUP, le choix s'est porté sur ce type en raison d'une part de sa force de rupture légèrement supérieure à celle qui était utilisée à SAINT LAURENT et d'autre part de ses références dans les applications nucléaires : caissons britanniques d'Oldbury et de Wylfa (où le câble était en fait composé de trois armatures 12 T 15),

Ainsi que dans tous les ancrages Freyssinet, les torons de 12 T 15 sont ancrés par coincement entre une pièce centrale nommée cône mâle et une pièce extérieure nommée cône femelle, l'ensemble repose sur le béton par une plaque de répartition en acier.

Pour les utilisations courantes, les douze torons sont laissés parallèles dans la gaine de précontrainte ; cependant dans le cas particulier du caisson où les câbles subissent une déviation angulaire importante ( $180^\circ$ ) il a été jugé préférable de torsader les torons à un pas long de l'ordre de 1,70 m lors de la préfabrication des câbles en atelier afin que tous les torons soient sollicités de façon parfaitement identique.

On peut voir également à cette disposition deux autres avantages :

- diminution du coefficient de frottement des câbles en courbe,
- plus grande facilité de manutention et d'enfilage sur chantier.

HIFRENSA avait demandé à ce que soient vérifiés sur le site les coefficients de frottements pris en compte dans les calculs. Les mesures ont été effectuées sur un banc d'essai : poutre courbe permettant la mise en place de 6 câbles et dont la fibre moyenne représentait à l'échelle 1 le tracé des câbles du fût du caisson.

Les mesures ont été effectuées à l'aide de vérins hydrauliques à

faible frottement interne spécialement conçus pour obtenir une grande précision et de manomètres de vérification. Elles ont porté sur de nombreuses configurations faisant varier séparément chacun des paramètres suivants :

- nature de la gaine : tube lisse en acier ou gaine souple en feillard revêtu de plomb,
- nature du produit de lubrification : huile soluble ou huile épaisse du type Condat,
- nature du câble : torsadé ou non.

Le tableau des coefficients de frottements met en lumière l'influence favorable du torsadage des câbles qui, de plus, augmente sensiblement l'efficacité des lubrifiants. Les gaines souples et les tubes lisses conduisent à des frottements voisins.

		<u>Tube lisse</u>		<u>Gaine souple</u>	
Câbles à					
torons	torsadés	parallèles	torsadés	parallèles	
<hr/>					
Huile soluble	0,145 <sup>5</sup>	0,165 <sup>5</sup>	0,145	0,169 <sup>5</sup>	
<hr/>					
Graisse Condat	0,103	0,137			
<hr/>					

La solution finalement retenue dans le caisson a été : câbles à torons torsadés dans tube lisse avec huile soluble.

Si la première option est justifiée par le meilleur comportement mécanique du câble et n'a pas fait l'objet de discussion importante, les deux autres choix ont été longuement pesés en raison de précédents sur d'autres centrales et sur les qualités respectives des solutions en présence.

Le tube lisse 76/72 (donc de 2 mm d'épaisseur) a finalement été préféré par HIFRENSA pour ses qualités mécaniques éprouvées et malgré l'expérience acquise avec les gaines souples à la Centrale du DUCHEY.

Le choix de l'huile soluble ne posait pas tant des questions de lubrification que de conservation des câbles sur chantier et de qualité de l'injection. Si la graisse Condat assurait une parfaite conservation du câble, on pouvait regretter de ne pouvoir l'éliminer que très partiellement avant l'injection. De l'autre côté, l'huile soluble nécessitait une surveillance constante du stock de câbles avec éventuellement des pulvérisations répétées d'huile mais pouvait facilement être éliminée par lavage et assurait ainsi du parfait remplissage des vides de la gaine par le seul coulis de ciment.

Enfin, selon la technique usuelle en FRANCE, des procédés Freyssinet,



les ancrages sont noyés dans un béton de deuxième phase dit "de cachetage" qui achève d'isoler le câble et son ancrage de l'ambiance extérieure, ce qui est à considérer en atmosphère marine.

## 2.4 CABLES DE DALLES (fig.1)

Les câbles de dalles ont un tracé déterminé pour appliquer sur les fonds du caisson une pression d'intensité environ moitié de la pression de service et de sens opposé.

Ces câbles sont répartis en trois familles disposées à  $120^\circ$  sur des surfaces que nous décrivons ci-après. A SAINT LAURENT on rencontre au centre à l'endroit de la cavité, un paraboloïde de révolution et à l'extérieur un conoïde qui permet aux câbles d'une même nappe de sortir à un même niveau. A VANDELLOS, les câbles sont disposés sur des surfaces de révolution tout au long de leur tracé ; cette surface se compose, au centre du même paraboloïde de révolution, d'une portion de tore et d'un plan horizontal ; cette disposition, qui a été mise au point à l'occasion de l'étude de réacteurs avancés, présente les avantages suivants :

- l'effort vertical de courbure des câbles est directement repris par les câbles verticaux sans appliquer d'efforts secondaires au béton,
- les problèmes de mise en place de câbles dans les angles du caisson sont bien simplifiés puisque les diverses surfaces s'empilent les unes sur les autres à la manière d'assiettes,
- l'espacement des ancrages sur le parement peut être réduit au minimum ce qui facilite beaucoup la bonne répartition des diverses masses de précontrainte.

Cette disposition a par contre l'inconvénient d'une réalisation plus difficile sur chantier.

## 2.5 CABLAGE HORIZONTAL ET MAQUETTE AU TIERS

- 2.5.1 A SAINT LAURENT, les câbles horizontaux, tendus par une seule extrémité, décrivaient un tiers de tour ; à VANDELLOS, les mêmes câbles décrivent deux tiers de tour et sont tendus par les deux extrémités (fig. 2).

Malgré l'apparente identité de ce câblage, il fallait vérifier que le tracé des câbles était bien adapté à la forme hexagonale et aux sollicitations imposées au caisson. En effet, l'ancrage des câbles dans les angles de l'hexagone apporte des perturbations qui doivent être corrigées afin de maintenir la courbe des pressions aussi voisine que possible du cercle. A cet effet, les câbles horizontaux comportent une partie rectiligne, où ils n'apportent pas à l'ouvrage d'effort centripète au droit des angles, l'effort manquant étant apporté par l'effort concentré des ancrages. Le tracé exact de Saint Laurent ne pouvait être reconduit puisque les ancrages, en nombre double, apportent une perturbation deux fois plus importante et que par conséquent la partie droite au droit des ancrages devait être réduite.

En complément du calcul effectué pour une section plane, HILFRENZA a

demandé qu'une maquette soit exécutée pour vérifier la bonne adaptation du tracé des câbles.

A cet effet, il a été réalisé un anneau reproduisant, à l'échelle du tiers, une tranche horizontale du fût du caisson, d'une hauteur de 6 m.

Cette échelle importante a permis l'emploi des armatures 12 T 15 du caisson, en respectant à très peu près la similitude dans les zones d'ancrages du caisson.

La maquette avait donc les dimensions principales suivantes :

- diamètre intérieur                    6,33 m
- double apothème                      9,50 m
- hauteur                                2,04 m

Elle était précontrainte horizontalement par 24 câbles décrivant deux tiers de tour répartis sur 12 niveaux.

Les déformations à l'intérieur du béton étaient mesurées à l'aide de 72 témoins sonores C.90 de la Société TELEMAT disposés dans le plan moyen de la maquette.

Les essais se sont déroulés en trois phases :

- mise en précontrainte,
- mise en pression,
- fissuration.

## 2.5.2 MISE EN PRECONTRAINTTE

On a cherché par une opération rapide (moins d'un jour) à minimiser les déformations du béton par fluage de manière à pouvoir comparer au mieux les mesures aux résultats du calcul élastique.

Malgré cette précaution, on a observé que le module du béton était sensiblement différent pour les mesures à mi-précontrainte ( $E = 2,98.10^6 \text{ t/m}^2$ ) et à précontrainte totale ( $E = 2,59.10^6 \text{ t/m}^2$ ) bien que la contrainte à laquelle était soumis le béton en fin d'essai ( $1\ 000 \text{ t/m}^2$ ) ait été modérée. Ces chiffres sont à rapprocher de la mesure du module effectuée sur éprouvette à un âge sensiblement identique, qui avait donné pour un chargement rapide  $3,75.10^6 \text{ t/m}^2$ .

L'examen des relevés de déformations dans les divers points auscultés a montré malgré la relative simplicité de la maquette une dispersion moyenne de  $\pm 5 \%$  pouvant atteindre exceptionnellement  $\pm 10 \%$ . Par contre, la somme des déformations tangentielles dans une même section radiale qui mesure l'effort normal, a été d'une constance remarquable de  $\pm 2,6 \%$ .

Ainsi que l'illustre la figure 3, pour les contraintes tangentielles, l'accord entre calcul élastique et résultats de mesure est bon.

Accessoirement, les mesures ont permis de déterminer le coefficient

de Poisson du béton qui a été trouvé égal à 0,187.

### 2.5.3 ESSAI DE MISE EN PRESSION

La pression était appliquée à l'anneau par une batterie de vérins plats prenant appui sur un plot central cylindrique. Pour cette sollicitation particulièrement simple, la dispersion des mesures a été très réduite, ce qui tend à confirmer l'idée que les dispersions observées sous précontrainte rendent compte d'irrégularités dans le champ des contraintes de la maquette dues vraisemblablement à des effets d'échelle inévitables.

En particulier, on peut penser à incriminer le fait que pour obtenir une précontrainte identique (en intensité globale) sur toutes les sections, il est nécessaire de disposer six nappes de câbles soit 1 m environ de hauteur tant de maquette que de caisson.

Cette hauteur rapportée à l'épaisseur de l'anneau apparaît faible pour le caisson (1 à 4,75) mais élevée pour la maquette (1 à 1,60).

### 2.5.4 ESSAI DE FISSURATION

Le cycle d'essai sur maquette s'est achevé par l'essai de fissuration qui a permis la vérification décisive de la bonne adaptation du tracé de la précontrainte.

A partir de la pression de service de 30 bars, la pression a été augmentée par paliers de 3 bars, avec, à chaque palier, un relevé des instruments de mesure les plus significatifs. On a ainsi pu déceler, bien avant leur apparition sur les parements, les fissures qui se développaient dans le béton et suivre leur progression dans l'épaisseur de l'anneau, ce qui indique bien que toutes les sections radiales ont des résistances équivalentes. Ce fait s'est confirmé au fur et à mesure de l'essai, et à la fin, la répartition des fissures était particulièrement remarquable et régulière ; trois ou quatre fissures radiales débouchaient sur le parement des faces, tandis que d'autres portaient des zones d'ancrages et des angles (fig. 4).

Nous n'avons cependant pas cherché à déduire un coefficient de sécurité du caisson vis-à-vis de la fissuration en raison des incertitudes touchant aux paramètres : pression réellement appliquée à la maquette, tension des câbles au moment de l'essai et résistance à la traction du béton.

## CONCLUSIONS

En dépit du caractère général de duplication de l'ouvrage par rapport aux réalisations antérieures de SAINT LAURENT, les études et la réalisation des travaux ont néanmoins permis d'apporter quelques solutions nouvelles et même certaines améliorations de détail, et d'enrichir les connaissances théoriques et expérimentales des Constructeurs de caissons nucléaires en béton précontraint.

On peut citer en particulier :

- 1 - La recherche du tracé des armatures de précontrainte permettant de concilier la répartition optimale des contraintes intérieures dans la structure et l'économie. Les câbles horizontaux présentent à VANDELLOS un tracé dont la déviation totale est de  $180^\circ$  et la longueur efficace de  $2/3$  de tour, alors que dans les premières réalisations, la déviation n'était que de  $30^\circ$ , la longueur efficace de  $1/3$  de tour, correspondant à un nombre d'ancrages double.

La limite ne semble pas atteinte dans la recherche de l'économie maximale ; en effet une partie des cerces du caisson du BUGEY, dont le projet est postérieur à celui de VANDELLOS, présentent une déviation supérieure à celle réalisée à VANDELLOS ; plus récemment encore des avant-projets ont été dressés dans le cadre de la Société d'Etudes des caissons nucléaires en faisant appel à des armatures présentant une déviation de  $360^\circ$  et une longueur efficace d'un tour complet.

- 2 - A cet égard, l'adoption de déviations angulaires aussi importantes suppose évidemment que des dispositifs soient pris pour réduire considérablement les frottements des câbles dans leurs gaines au moment de la mise en tension.

Les recherches faites à l'occasion de la mise en oeuvre des procédés Freyssinet dans le caisson de VANDELLOS ont montré que le torsadage des torons élémentaires d'une armature et l'utilisation d'huile soluble ou de graisse permettaient d'escompter des coefficients de frottement systématiquement inférieurs à 0,15.

- 3 - Tous les câbles de précontrainte sont injectés après mise en tension, le produit de lubrification et de protection contre la corrosion étant déplacé par lavage. L'efficacité de l'adhérence entre les aciers de précontrainte et le béton du caisson a été expérimentalement mise en évidence par le comportement de la maquette vis-à-vis de la fissuration.
- 4 - La corrélation entre les contraintes calculées (soit à partir de méthodes approximatives soit à l'aide de programmes thermo-élastiques puissants) et les contraintes mesurées sur la maquette en phase élastique est tout à fait satisfaisante.
- 5 - L'essai de la maquette sous pression majorée à température ambiante a fait

enfin ressortir l'absence de fragilité de l'enveloppe en béton précontraint et le domaine étendu du comportement réversible du matériau. Pour une pression égale à 2,5 fois la pression de calcul, la maquette était fissurée de façon régulière et homogène, et le déchargement n'a mis en évidence que les déformations rémanentes très faibles.



PROCEDE FREYSSINET.

ANCRAGE DU CABLE DE 12 TORONS DE 15<sup>mm</sup>

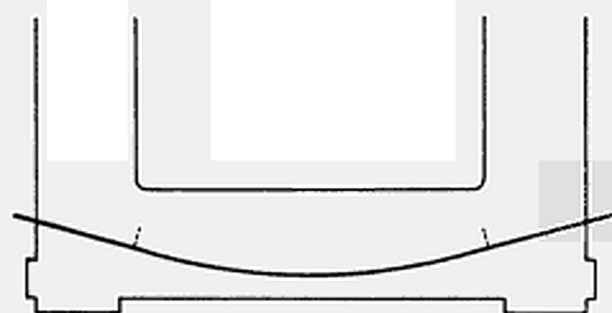
FORCE DE RUPTURE 306 T

Fig. 1

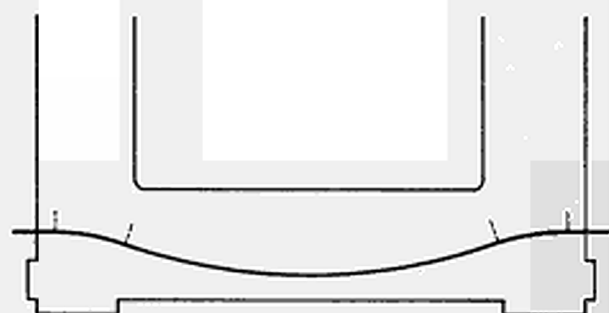
CABLES

DE

DALLES



ST LAURENT DES EAUX



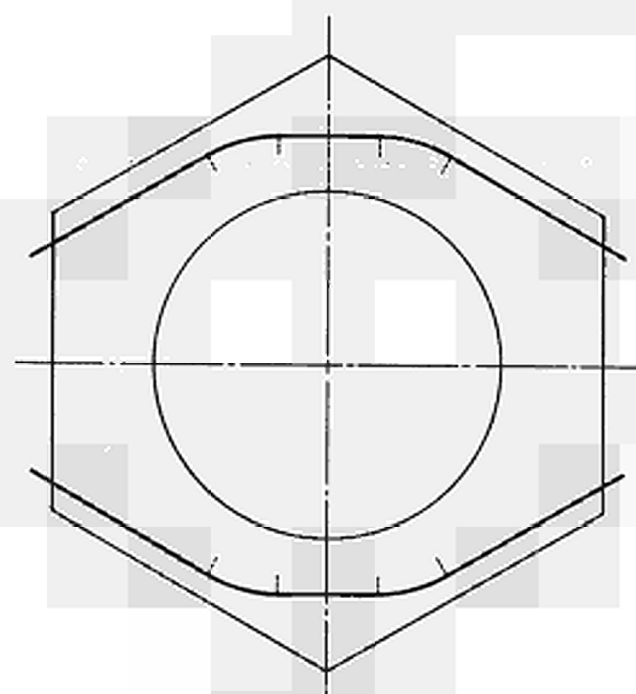
VANDELLOS

Fig. 2

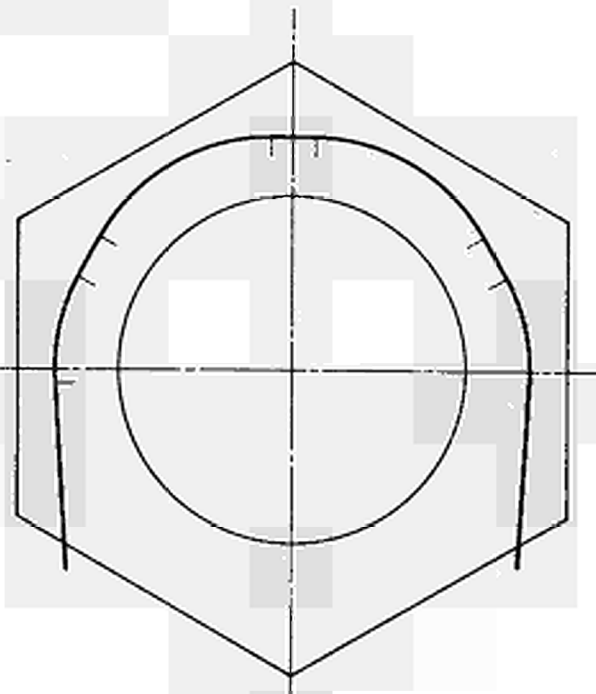
CABLES

DU

FÛT



ST LAURENT DES EAUX



VANDELLOS

Fig. 3

COMPARAISON DES RESULTATS EXPERIMENTAUX  
AVEC LES VALEURS THEORIQUES

— VALEURS EXPERIMENTALES  
- - - VALEURS THEORIQUES

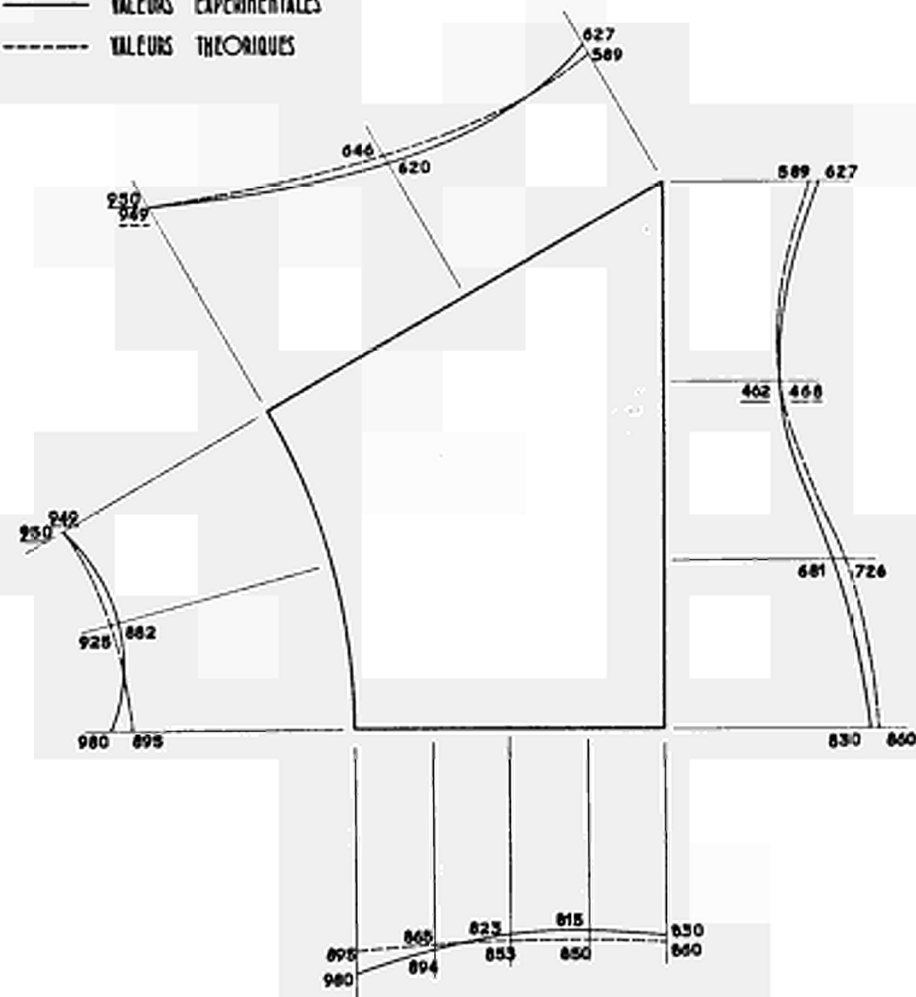
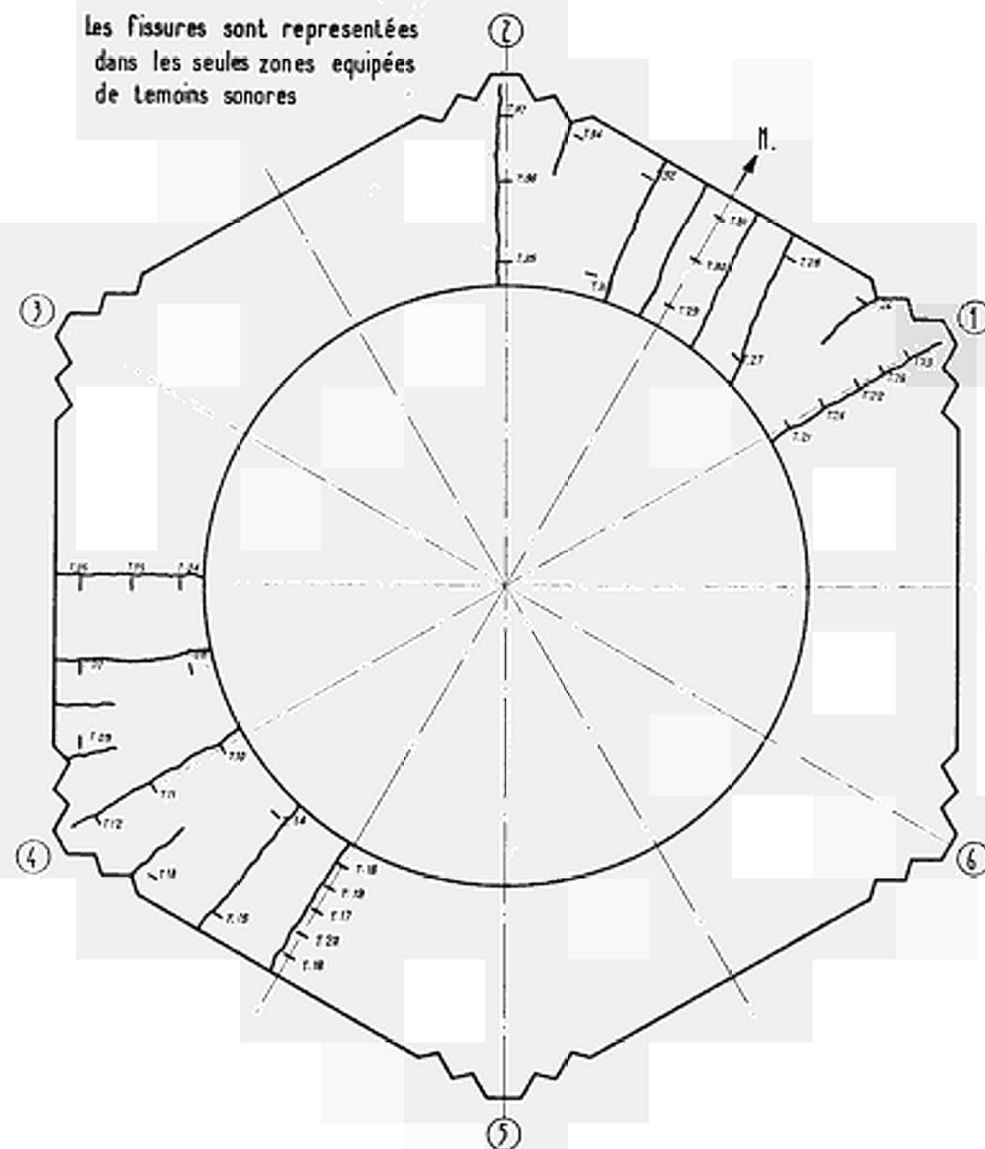


Fig. 4

SCHEMA DE LA FISSURATION EN FIN D'ESSAI

Les fissures sont représentées dans les seules zones équipées de témoins sonores



PREMIERS RESULTATS DE MISE EN SERVICE  
DU CAISSON EN BETON PRECONTRAINTE DE ST LAURENT I

J.L. COSTAZ

Electricité de France  
Service d'Etudes et de Projets Thermiques et Nucléaires  
Service Génie Civil

N° 4



I

INTRODUCTION

Commencé en Août 1964, précontraint pendant l'été 1966, le caisson ST-LAURENT I a été mis en service en Avril 1968. Après une phase de fonctionnement en "dents de scie" due à de nombreux arrêts et redémarrages, le début de la montée en puissance thermique a eu lieu fin Janvier 1969 et la pleine puissance doit être atteinte avant la fin de cette année.

Cette communication rend compte des résultats obtenus jusqu'en Avril 1969, date du 1er arrêt de tranche.

La figure 1 représente les principales phases de construction de l'ouvrage et la figure 2 indique les variations de pression et de température à l'intérieur du caisson pendant la première année de fonctionnement.

Un principe très général a été admis pendant les essais :

Ne pas faire subir au caisson d'efforts supérieurs à ceux engendrés par le service normal.

C'est la raison pour laquelle il n'a pas été réalisé d'essai particulier du caisson à froid et à la pression de calcul (29,4 bars relatifs). Nous avons estimé en effet que ce cas de charge théorique ne correspondait à aucune réalité et qu'il pouvait faire apparaître des tractions dans la peau d'étanchéité et le béton avoisinant, ainsi que dans le calorifuge en béton de ponce. Le risque de provoquer des fissures, bien que faible, ne valait pas la peine d'être tenté.

Dans l'exposé des problèmes et des résultats, nous distinguerons ceux concernant les manœuvres et consignes d'exploitation de ceux relatifs aux mesures d'auscultation. Dès le début du projet, ce partage a été présent à notre esprit, les consignes d'exploitation devant permettre au personnel sur place de réagir efficacement à tout instant alors que les mesures d'auscultation étaient destinées à être analysées par un service spécialisé d'EdF<sup>(1)</sup> soucieux de l'évolution dans le temps de ces mesures.

En ce qui concerne plus particulièrement les effets de la précontrainte et de la première montée en pression et température du CO<sub>2</sub>, nous avons reçu l'aide du SERNUTH<sup>(2)</sup> qui avait déjà exploité les mesures sur modèles réduits ainsi que des calculs théoriques sur une tranche horizontale de fût.

(1) Division Technique Générale

Service d'Auscultation des Grands Ouvrages de Génie Civil.

(2) Service de la Direction des Etudes et Recherches d'EdF.

II

ENSEIGNEMENTS TIRES DE L'EXPLOITATION DU CAISSON

La seule partie non statique du caisson concerne le circuit de réfrigération de la peau d'étanchéité. Ce circuit, constitué de tubes 1 pouce soudés sur la peau ou "tubes élémentaires", est représenté schématiquement sur la figure 3 ainsi que le système d'isolation thermique en partie courante du fût.

Le fluide circulant dans ces tubes est de l'eau déminéralisée conditionnée au phosphate trisodique et portée au pH 11,5.

La figure 4 représente le schéma mécanique de l'ensemble du circuit. Celui-ci est divisé en deux parties pratiquement indépendantes et identiques. Chaque partie est composée de 8 groupes alimentés en parallèle et correspondant chacun à une zone déterminée de la peau.

Des 6 ensembles pompes-réfrigérants, 4 seulement sont en marche normale (2 sur chaque demi-circuit), les 2 autres étant en secours.

La source froide est constituée par l'eau de Loire passant dans les réfrigérants. Nous l'appellerons "eau brute".

En régime normal, les 2 demi-circuits sont en service simultanément mais le caisson est calculé pour pouvoir fonctionner en permanence avec 1 seul d'entre eux.

## 2.1 Problèmes posés par la mise en service du circuit de réfrigération.

En dehors des problèmes typiquement mécaniques ou électriques qui ne font pas l'objet de cette communication, il nous paraît intéressant de mentionner l'expérience de contrôle des débits dans les tubes 1 pouce.

Les collecteurs des 8 groupes mentionnés ci-dessus alimentent chacun un grand nombre de tubes élémentaires. Dans un souci de simplicité, aucun appareillage n'est prévu pour mesurer le débit passant dans chacun de ces tubes mais par contre, dans un souci de sécurité, tous les raccordements entre tubes 1 pouce et collecteurs sont réalisés à l'extérieur du béton et donc accessibles.

Etant donné le nombre de tubes en parallèle, il n'est pas possible de détecter l'obturation de l'un d'entre eux par des mesures globales de débit sur les collecteurs.

Or, nous avons estimé qu'il était indispensable de s'assurer que de l'eau circulait dans tous les tubes élémentaires. Le moyen en a été découvert et mis en oeuvre par un service EdF des Etudes et Recherches<sup>(1)</sup>. Il consiste à utiliser un traceur radioactif à vie brève : le baryum 137 dont la période est de l'ordre de 2,5 minutes. Une brève injection de ce produit est faite dans un des collecteurs. On note les temps de passage de l'onde dans l'un des tubes élémentaires à l'entrée et à la sortie du béton. On obtient ainsi la vitesse et donc le débit. Au bout de 5 mn environ, le rayonnement de la source est devenu très faible et il est possible de recommencer l'opération sur le tube suivant.

Cette expérience réalisée sur les 430 tubes élémentaires du caisson a duré 1 mois et a montré qu'aucun des tubes n'était bouché. Seuls 3 tubes élémentaires ont échappé à l'analyse, le temps de parcours entre l'injection et la sortie du béton étant supérieur à 5 mn.

(1) Service "Machines et automatismes de production"  
Département Essais - Division Mesures.

## 2.2 Problèmes liés au refroidissement de la peau.

### 2.2.1 Première montée en pression et température du CO<sub>2</sub>.

En mars 1968, la température de l'ensemble de béton ainsi que de la peau était voisine de 20°C et celle de la Loire atteignait seulement 7°C.

Notons également que le premier changement d'état à l'intérieur du caisson était une élévation de température de l'air à 200° à la pression atmosphérique, suivi quelques jours plus tard par une montée en pression et température du CO<sub>2</sub> (voir figure 2).

Une mise en service brutale de la réfrigération au régime nominal aurait entraîné les inconvénients suivants :

- abaissement très rapide de la température de la peau et du béton avoisinant pouvant conduire à des contraintes de traction prohibitives d'abord entre tube et peau, puis sur la peau, puis dans le béton contre la peau.

- création d'un régime transitoire dans le béton rendant très difficile l'exploitation des appareils de mesure et en particulier celle des témoins sonores.

Pour les éviter, il fut décidé de s'éloigner le moins possible des 20°C et de régler le débit d'eau brute en conséquence, le circuit d'eau déminéralisée restant en permanence au régime nominal.

Les manoeuvres furent assez fréquentes puisqu'il fallait ajuster le débit d'eau brute au flux thermique passant à travers le béton de ponce. Elles ont mobilisé un agent en permanence pendant les variations de température du fluide à l'intérieur du caisson. Le but recherché a été atteint généralement sauf dans quelques zones particulières.

### 2.2.2 Variations suivantes de pression et température du CO<sub>2</sub>

Pour le cycle d'Août 1968, la température de l'eau de Loire était proche de 20°C. Il n'y avait donc aucune difficulté à faire passer dans les réfrigérants le débit d'eau brute nominal. Ce régime aurait pu être maintenu jusqu'en Octobre mais l'eau brute a été coupée le 15 Août et a dû être remise en marche début Octobre. Là encore aucun problème particulier ne s'est posé, le caisson étant voisin de 17° et la Loire de 14°. L'eau brute a été coupée le 30 Octobre, la Loire étant alors à 10°C.

En décembre, la Loire à 7°C imposa à nouveau des manoeuvres manuelles délicates ainsi qu'au début 69.

### 2.2.3 Conclusions et étude de nouvelles consignes

L'expérience de cette année de fonctionnement, il est vrai fort irrégulier, nous a conduits aux conclusions suivantes.

Le réglage manuel à la demande n'est pas compatible avec le mode d'exploitation général de la centrale.

Les seules solutions envisageables sont les suivantes :

a) eau brute en service normal quelles que soient les conditions de pression et de température à l'intérieur du caisson.

C'est évidemment la meilleure solution si le caisson peut le supporter.

b) action par tout ou rien c'est à dire mise en route de l'eau brute à un instant donné du chauffage du caisson et arrêt à un autre instant de la descente en température du CO<sub>2</sub>.

La difficulté réside dans le choix du moment qui est théoriquement différent pour les diverses zones de la peau.

c) laminage sur les vannes en hiver et ouverture maximale en été.

Cette solution n'est pas écartée pour l'instant.

Elle permettrait d'éviter des températures trop basses sur la peau lors du fonctionnement de la centrale et conduirait à un refroidissement moins brutal lors de l'arrêt.

d) Réglage automatique du débit d'eau brute en fonction des diverses conditions de températures avec programmation sur le calculateur et commande de vannes motorisées.

C'est la solution théoriquement la meilleure mais qui présente néanmoins des sujétions :

- complexité de l'installation d'où son coût et des risques de pannes.
- impossibilité de traiter certains cas de ventilation à l'arrêt du réacteur, une partie de la peau étant chaude et l'autre froide.

Les études actuelles sont engagées dans le sens suivant :

Calcul des contraintes engendrées dans la peau et le béton en utilisant la solution a. La difficulté réside dans le choix d'une dizaine de cas représentatifs des plus défavorables. Les résultats permettront de choisir l'une des 4 solutions précédentes.

Des calculs préliminaires et très approximatifs nous font espérer que la solution a ou c sera viable. Nous pensons en effet que la sécurité du caisson repose davantage sur une grande simplicité d'exploitation du circuit de réfrigération quitte à admettre dans certains cas des contraintes légèrement supérieures aux taux de travail initialement imposés que sur une complexité conduisant théoriquement à une meilleure utilisation de la structure, mais génératrice en fait d'incidents plus ou moins graves en cas de défaillance toujours possible du matériel ou du personnel.

#### 2.2.4 Températures limites supérieures

Trente températures choisies parmi les thermocouples situés sur la peau sont analysées par le calculateur et comparées à un seuil.

Les consignes sont les suivantes :

- seuil calculateur : valeur à partir de laquelle le thermocouple passe en surveillance : 60°C.

- seuil d'arrêt : valeur à partir de laquelle il convient de réduire la température du CO<sub>2</sub> : 70°C.

Le temps qui s'écoule entre le moment où un thermocouple passe en surveillance et celui où sa valeur atteint le seuil d'arrêt est mis à profit pour vérifier la validité de l'information.

80 températures dont les 30 précédentes sont scrutées et enregistrées une fois par jour par le calculateur. Un dépouillement sommaire permet de déceler des variations anormales et de faire passer le thermocouple correspondant en surveillance si nécessaire.

L'ensemble des 428 thermocouples est scruté manuellement à la demande. Nous y reviendrons en 3.2.

Le seuil de 60°C n'a jamais été atteint jusqu'ici.



## 2.3 Problèmes relatifs à la température de la face externe du caisson

Le caisson se trouve entièrement à l'abri des intempéries ; la température de l'air autour du caisson peut donc être différente de la température ambiante. Or la température de la face externe du caisson est en liaison directe avec les contraintes d'origine thermique. La valeur admise dans les calculs était la même que celle de l'eau de Loire.

L'expérience montre qu'il n'en est pas toujours ainsi. Il y a lieu de considérer plusieurs zones. La figure 5 schématise la circulation de l'air autour du caisson.

### 2.3.1 Face inférieure

Les traversées de la dalle inférieure du caisson permettent en particulier le passage de la vapeur d'eau et des tuyauteries DRG<sup>(1)</sup>. Toutes ces tuyauteries, bien que calorifugées, forment un faisceau très dense sous le caisson qui dégage de la chaleur.

La ventilation de cette zone qui consiste à souffler de l'air conditionné n'a pas permis jusqu'ici d'abaisser sensiblement la température de la face inférieure du caisson qui a atteint 57°C. De nouvelles gaines sont actuellement mises en place pour permettre à l'air frais de circuler à proximité du caisson.

Le conditionnement de l'air consiste à le chauffer l'hiver et à le refroidir l'été. Il est destiné à maintenir une ambiance acceptable pour le personnel.

(1) Détection de rupture de gaine

### 2.3.2 Face latérale

L'air pulsé en partie inférieure remonte le long des parois du caisson jusqu'à sa partie supérieure où il est normalement évacué à l'atmosphère. Cet air a tendance à se refroidir l'hiver à cause des échanges thermiques avec l'extérieur, à travers le bardage qui n'est pas calorifugé et à conserver sa température en été avec un échauffement pour la face située au soleil.

### 2.3.3 Face supérieure

Sa ventilation est normalement indépendante de celle du fût et les seules calories sont celles apportées par la machine de chargement.

L'air suit donc assez fidèlement la température extérieure. Il est néanmoins possible d'envoyer de l'air chaud en provenance du fût.

Or il a été constaté que la partie haute de la dalle supérieure ne suivait pas la température de l'air et restait assez chaude l'hiver (20°C). Il est à noter que le béton précontraint est surmonté de 1 m environ de béton armé dit "béton mort" dont le seul rôle est d'englober l'ensemble des tuyauteries et des rails se trouvant dans cette zone.

Il est probable que l'ensemble des fluides circulant dans le béton mort y maintient une température assez constante.

#### 2.3.4 Consignes d'exploitation de la ventilation

Notre but n'a jamais été de réaliser une véritable climatisation à l'extérieur du caisson dont le but aurait pu être de diminuer ou même de supprimer les contraintes d'origine thermique dans le béton.

La ventilation existante a 2 rôles :

- éviter une accumulation éventuelle de CO<sub>2</sub> dans la cave
- maintenir autour du caisson une température comprise entre 0 et 35°C pour éviter les problèmes de gel et rendre l'ambiance supportable pour le personnel l'été.

Ce but a été atteint sauf immédiatement au-dessous du caisson comme nous l'avons vu en 2.3.1.

La figure 6 indique les gradients thermiques théoriques et probables dans l'ensemble du caisson en été et en hiver lors d'un fonctionnement continu de longue durée.

III

ENSEIGNEMENTS TIRES DE L'AUSCULTATION DU CAISSON

De nombreuses mesures ont été réalisées et analysées depuis la mise en précontrainte du caisson. Rappelons brièvement leur nature.

1°) 203 Témoins Sonores Télémac répartis en 62 groupes de 2, 3, 4 ou 7 témoins permettent de mesurer les déformations ponctuelles en des points caractéristiques.

2°) 428 Thermocouples Cuivre-Constantan répartis sur la peau et dans le béton permettent de dresser une carte des températures du caisson.

3°) 14 Dynamomètres SERIM-TESTUT implantés sur 12 câbles de précontrainte indiquent les variations de tension des câbles.

4°) 4 fils à plomb appelés "pendules" fournissent des indications sur l'inclinaison et le gonflement du caisson.

5°) des mesures topographiques au fil Invar donnent les variations de dimensions de sa dalle supérieure et de sa hauteur totale.

6°) des bilans thermiques permettent de mesurer le flux passant à travers le calorifuge.

Examinons successivement les résultats obtenus.

3-1 Témoins sonores

3.1.1 Fonctionnement

10 témoins sur 203 sont considérés comme inutilisables car ils ne donnent aucun signal.

3 groupes sur 62 semblent présenter une inversion dans le repérage des témoins qu'ils contiennent.

9 groupes sont mal adaptés à la mesure à faire.

3.1.2 Effets de la précontrainte

a) La mise en précontrainte s'est étalée sur près de 2 ans au fur et à mesure du bétonnage (fig. 1). L'interprétation des mesures a donc été délicate puisque des phénomènes de retrait et de fluage venaient s'ajouter aux effets propres à la précontrainte. Il est à noter que les mesures étaient faites sur des installations provisoires par un personnel peu entraîné et qu'un certain nombre d'erreurs n'est pas à exclure.

b) Néanmoins, la plus grande partie des opérations de précontrainte s'est déroulée en 2 mois (25-5 au 27-7-66). Le module de déformation différé mesuré sur cette période, a pu être estimé à :

$$E_d = 270\ 000 \text{ bars.}$$

Le module instantané avait été pris égal à 450 000 bars dans les calculs.

c) La comparaison en déformations avec les maquettes est dans l'ensemble satisfaisante en partie courante (voir fig. 7).

d) La comparaison avec le calcul est plus délicate, la perte d'un témoin dans un groupe interdisant le calcul des contraintes.

### 3.1.3 Effets de la pression

a) On a pu observer une bonne proportionnalité déformation-pression lors des premiers paliers à 15 et 25 bars. En outre, l'indication des témoins sonores revient à la valeur initiale lorsqu'on supprime la pression à de rares exceptions près. Des variations de température peuvent expliquer cette anomalie. En effet la température ne pouvait encore être mesurée par variation de résistance de la bobine des témoins, et était seulement donnée par les thermocouples. Or ceux-ci n'étaient pas placés systématiquement à côté des témoins sonores, aussi la température est-elle parfois mal connue.

b) Lors de paliers successifs à 25 bars, les indications des témoins sonores donnent le plus souvent des valeurs très voisines. Là encore, des variations de température peuvent expliquer certaines anomalies.

c) La comparaison des mesures et des calculs permet d'évaluer un module de déformation sous pression :

$E_p = 350\ 000$  bars à 10% près  
pour des montées en pression de l'ordre de 2 jours.

d) L'examen des symétries confirme en général la répartition régulière des efforts. Seuls quelques groupes géométriquement symétriques ont des divergences de comportement. Il s'agit dans ce cas de groupes situés autour d'une ouverture de soufflante d'une part et d'une ouverture de ventilation à l'arrêt d'autre part. Des différences de température entre ces 2 zones peuvent expliquer les divergences.

e) La comparaison avec les maquettes a été tentée. La confrontation des résultats dans les zones où le champ est régulier permet de vérifier l'identité d'allure des déformations. Il n'en est pas de même dans les zones singulières où les gradients de contraintes sont très importants et la localisation des groupes de témoins imparfaite.

f) La comparaison avec le calcul est mal commode, le témoin mesurant parfois une déformation locale due à un câble de précontrainte une armature passive ou un ancrage de peau. La figure 8 représente les contraintes mesurées et calculées à mi-fût.

g) Il est à noter que la divergence éventuelle constatée avec les maquettes ou le calcul n'est pas préjudiciable à l'auscultation du caisson. En effet, celle-ci repose sur l'évolution des indications des appareils de mesure. Seuls les 10 témoins hors service sont considérés comme perdus.

#### 3.1.4 Effets de la température

Les très courtes périodes de chauffage du caisson n'ont pas permis l'installation du gradient nominal dans le béton. Néanmoins, on note une très lente évolution des contraintes vers les compressions au cours de l'année, ce qui traduit un début d'échauffement du béton.

#### 3.1.5 Conclusions et modifications apportées sur ST-LAURENT II.

Il nous paraît illusoire de vouloir faire une comparaison détaillée des résultats des témoins sonores avec ceux des maquettes et du calcul, surtout dans les zones singulières. Il est bon par contre de tenter cette comparaison dans les zones caractéristiques où les contraintes sont régulières : milieu du fût, milieu des dalles. Dans ces zones là, il y a intérêt à placer des groupes de témoins si possible doublés pour pouvoir calculer les contraintes.

Ailleurs il vaut mieux placer des témoins isolés dans les zones où les contraintes sont estimées les plus critiques. Seules les déformations ponctuelles seront analysées et l'auscultation consistera à suivre l'évolution de ces déformations. L'avantage de ce dispositif est d'avoir un plus grand nombre de points de mesure pour un même nombre de témoins.

C'est dans cette optique qu'a été revue l'implantation des appareils dans le caisson ST-LAURENT II.

## 3.2 Thermocouples

### 3.2.1 Fonctionnement - Précision

14 thermocouples sur 428 étaient hors service, lors des premières mesures. Depuis lors, un seul est venu s'ajouter à cette liste.

La mesure de température à l'aide de thermocouples est réputée avoir une précision de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  quand il s'agit d'un relevé manuel.

Les transmissions au calculateur de 80 d'entre eux entachent le résultat d'une erreur supplémentaire du même ordre de grandeur.

En fait, il semble bien que certains relevés manuels aient donné lieu à une erreur systématique dont on ne connaît pas encore l'origine.

### 3.2.2 Principales observations

Les calculs montrent que l'établissement des gradients thermiques dans l'épaisseur du béton est très lent. On trouve ainsi qu'un choc thermique sur la face intérieure entraîne un gradient établi à 10% près au bout de 3 mois environ.

a) Pour une radiale donnée (verticale dans les dalles ou rayon pour le fût), on observe que d'un relevé à l'autre, les températures varient en bloc et parfois de manière importante. Compte tenu de l'inertie calorifique du béton, tout se passe comme s'il s'agissait d'une erreur systématique analogue à une soudure froide à température variable.

Nous avons néanmoins tenté d'expliquer ce phénomène :



- Pour la dalle inférieure, la chaleur ne se propage pas uniquement de haut en bas mais également transversalement à partir des traversées chaudes (vapeur en particulier).

- Les thermocouples implantés dans le plan vertical Est du cylindre sont situés dans une zone parcourue par les entrées et sorties des tubes élémentaires de réfrigération de la peau. Il n'est pas anormal qu'ils enregistrent une température qui varie comme celle de l'eau de Loire.

- Aucune explication n'a pu encore être trouvée pour les autres (zones des soufflantes, plan vertical Nord-Ouest du cylindre, dalle supérieure).

b) Pour la dalle inférieure, on constate que les températures élevées dans la cave (voir § 2.3.1) provoquent un échauffement du mètre externe de béton qui tend à faire travailler la dalle en gradient inversé. En revanche, le reste de la dalle reste à température homogène,

c) Pour le fût, le gradient est pratiquement nul. La température moyenne du béton semble décroître avec la hauteur. La zone des soufflantes est à la température de la dalle inférieure, le fût plus froid de 5°C environ.)

d) Pour la dalle supérieure, le gradient est fréquemment inversé. Il semble être dû à l'ensemble des canalisations de fluides contenus dans le béton mort (voir § 2.3.3)

e) La symétrie du caisson est assez bien mise en évidence pour les appareils situés dans les dalles. En revanche, on se recoupe assez mal pour les thermocouples du fût. Ceci s'explique par la proximité des entrées et sorties de refroidissement pour la radiale Est. En outre, pour les appareils proches de la paroi externe, les différences de température autour du caisson introduisent des disparités.

f) La comparaison avec les températures données par les variations de résistance des bobines de témoins sonores est valable globalement mais des divergences sont à noter. Elles n'ont pu être expliquées pour l'instant.

### 3.2.3 Conclusions et modifications apportées sur ST-LAURENT II

La mesure précise des températures voisines de l'ambiante à l'aide de thermocouples est en fin de compte très délicate pour une exploitation industrielle. Les tensions mesurées sont de l'ordre du millivolt et des parasites peuvent fausser les lectures. La sonde à résistance en platine semble mieux adaptée.

La précision obtenue sur les thermocouples est nettement suffisante pour la comparaison aux seuils indiqués au § 2.2.4. Elle nous semble insuffisante pour fournir correctement les gradients thermiques dans l'épaisseur du béton. Il faut noter également que ceux-ci étaient très faibles pendant la première année de fonctionnement.

Ces éléments n'étant pas encore connus lors du projet de ST-LAURENT II, on trouve également des thermocouples sur ce caisson. Néanmoins la disposition est légèrement différente.

- Un thermocouple est associé à chaque groupe de témoins sonores ce qui permettra plus facilement des vérifications.

- Les appareils situés à proximité des tubes de refroidissement ont été reportés ailleurs.

### 3.3 Dynamomètres

### 3.3.1 Fonctionnement

Rappelons que les dynamomètres utilisés sont des cylindres métalliques munis de jauges de contrainte.

Les 14 appareils ont parfaitement fonctionné depuis le début et les moyennes des tensions mesurées sont indiquées sur la figure 9. Les câbles instrumentés sont injectés à la graisse pour les protéger contre la corrosion.

Une opération de recalage de 2 dynamomètres pratiquée en Mars 1969 permet de penser qu'un fluage de ces appareils conduit à surestimer les charges de près de 6 tonnes. Tous les spécialistes ne sont d'ailleurs pas d'accord sur cette conclusion.

De toute façon, un fluage hypothétique n'est pas préjudiciable à l'auscultation puisque c'est un phénomène lent qui ne masque pas les variations rapides dues à d'éventuels désordres dans la structure.

### 3.3.2 Résultats obtenus sur les câbles

a) La perte de tension sous culot actif évolue conformément aux essais de relaxation effectués sur ces câbles (voir fig. 9). La tension moyenne actuelle est de l'ordre de  $(195 - 6) = 189$  t (si on tient compte des 6 t évoquées précédemment) pour une tension initiale de 226 t.

b) Les 2 dynamomètres situés sous culot mort de 2 câbles horizontaux indiquent une tension plus faible mais la différence va en s'amenuisant :

32 t initialement, près de 20 t actuellement.

c) En fonction des résultats précédents, on peut estimer la tension moyenne des câbles horizontaux à :

$$189 - \frac{20}{2} = 179 \text{ t}$$

La valeur prise dans les calculs est de 175 t.

### 3.3.3 Conclusions et modifications apportées sur ST-LAURENT II

Le caractère très satisfaisant de l'installation à ST-LAURENT I nous a naturellement conduits à la reconduire sur ST-LAURENT II. Deux dynamomètres supplémentaires ont été placés sur 2 culots morts de câbles verticaux pour pouvoir estimer le frottement de ces câbles pratiquement rectilignes.

## 3.4 Pendules

### 3.4.1 Fonctionnement

La simplicité même de l'appareillage exclut pratiquement tout risque de panne.

Le but de ces pendules est double :

- mesurer l'inclinaison du caisson
- mesurer les variations différentielles de diamètre entre les dalles et le milieu du fût. La présence de 4 pendules opposés 2 à 2 permet de discriminer les 2 effets. Une seule paire de pendules opposés est d'ailleurs nécessaire, l'autre permettant une vérification.

La figure 10 donne l'implantation des pendules et des tables de lecture.

#### 3.4.2 Effets de la pression

Le gonflement du caisson à mi-hauteur traduit bien le comportement élastique de la structure. On observe que la variation des diamètres est une fonction directe des variations de pression, la suppression de la sollicitation entraînant un correct retour à zéro. On constate en outre que la déformation à mi-face est plus importante que dans les angles. (2,4 mm contre 1,7 mm à 25 bars)

#### 3.4.3 Effets de la température

Le gonflement au niveau des soufflantes montre une croissance lente du diamètre qui peut traduire une température plus élevée de la dalle inférieure.

#### 3.4.4 Effets de l'inclinaison d'ensemble

Le caisson s'incline vers le secteur Ouest. La pente prise depuis le mois de mars 1968 est inférieure à  $6 \cdot 10^{-5}$ . Encore faut-il noter que cette "prise de pente" se manifeste en une fois au mois de mars 1968 et n'a pas subi d'évolution notable depuis.

Ces résultats sont à rapprocher des mesures topographiques sur lesquelles on retrouve le tassement différentiel de mars 68. La pente prise depuis le début de la construction est égale à  $16,7 \cdot 10^{-5}$

#### 3.4.5 Conclusions et modifications apportées sur ST-LAURENT II

La comparaison avec le calcul fait par GTM<sup>(1)</sup> montre que les déformations à mi-hauteur sont comprises entre les valeurs prévues pour une application instantanée de la pression (1,8 mm) et celles qui résulteraient d'une application très longue (3,5 mm).

(1) Société des Grands Travaux de Marseille,  
Constructeur des caissons de ST-LAURENT

Elles correspondent à un module de :

$$450\ 000 \times \frac{1,8}{2,4} = 340\ 000 \text{ bars}$$

qui est à rapprocher des 350 000 bars trouvés au § 3.1.3

Le même appareillage est utilisé sur ST-LAURENT II mais l'implantation est légèrement différente pour permettre aux 4 pendules de descendre sous la dalle inférieure. Par ailleurs, ils occupent tous des places symétriques.

### 3.5 Topographie

#### 3.5.1 Fonctionnement - Précision

Les mesures de déformation d'ensemble sont faites au fil Invar pour 3 diamètres de la dalle supérieure et au ruban Invar pour la hauteur totale du caisson.

La précision est estimée à  $\pm 0,2$  mm pour la dalle supérieure et à  $\pm 0,5$  mm pour la hauteur du caisson.

#### 3.5.2 Effets de la précontrainte (figure 11)

a) La réduction des diamètres de la dalle évolue de 4,5 mm à la fin de la précontrainte à 7,5 mm environ huit mois plus tard avec une nette tendance à la stabilisation.

b) Les mesures de hauteur ont été entachées d'erreurs systématiques les rendant inutilisables. Les relevés étant faits en plein air, on peut penser que les erreurs sont dues au vent.

### 3.5.3 Effets de la pression (figure 12)

a) L'augmentation de diamètre est visible lors de la montée en pression du mois d'Avril. Néanmoins, la comparaison au calcul est difficile car on atteint des valeurs proches de la sensibilité de la mesure.

Les valeurs obtenues en Juillet et en Septembre (1,8 et 1,3 sont attribuables aux effets cumulés de l'échauffement de la dalle supérieure et de la pression sans qu'il soit possible d'en faire la séparation.

Enfin, on remarque que le diamètre Est-Ouest se comporte de manière légèrement différente des deux autres. Ceci peut être dû à la présence de la console côté Est.

b) Les variations de hauteur sont de l'ordre du mm, ce qui paraît faible.

### 3.5.4 Conclusions et modifications apportées sur ST-LAURENT II

Par comparaison avec le calcul, la déformation de la dalle en fin de précontrainte correspond au module :

$$450\ 000 \times \frac{2,1}{4,5} = 210\ 000 \text{ bars}$$

à rapprocher de la valeur trouvée au § 3.1.2. Huit mois plus tard, le module tombe à :

$$450\ 000 \times \frac{2,1}{7,5} = 126\ 000 \text{ bars}$$

ce qui est inférieur à  $\frac{E_i}{3}$  et qui paraît donc très faible. La présence de nombreuses traversées dans la dalle supérieure en est peut-être la cause.

Les faibles déformations de la dalle dues à la pression étaient prévues (0,6 mm avec le module instantané). Le calcul donnait également 1,4 mm pour les déformations dues à la température.

En ce qui concerne la hauteur du caisson, les prévisions étaient :

7 mm de raccourcissement sous précontrainte

3 mm d'allongement sous pression

pour un module voisin de 300 000 bars.

Les valeurs obtenues sont nettement plus faibles.

Aucune modification n'a été envisagée sur ST-LAURENT II.

### 3.6 Bilans thermiques

a) L'étude du flux thermique traversant le béton de ponce a fait l'objet d'un grand nombre de bilans enthalpiques sur les circuits de réfrigération. Ils permettent de connaître la puissance évacuée par chaque partie du circuit de réfrigération.

Ces bilans ont été résumés sur la figure 13.

La puissance totale évacuée par les deux circuits de réfrigération au régime de fonctionnement nominal est de l'ordre de 2,5 MW, cette puissance se répartit assez régulièrement par parts égales dans chaque circuit.

La puissance totale évacuée lorsqu'un seul circuit est en fonctionnement est de l'ordre de la puissance totale évacuée lorsque les deux sont en service.

b) La comparaison avec le calcul montre que le flux total est un peu fort.



L'excédent provient pour une part importante du groupe de réfrigération du fond ainsi que du groupe des ancrages de soufflantes. Sur ce second élément, les imprécisions du calcul concernant l'efficacité de l'écran thermoréfecteur permettent de justifier cette anomalie. Pour les circuits du fond, l'excédent doit être attribué à une conjonction des effets suivants :

- . flux très élevé par les traversées D.R.G.
- . isolement des traversées vapeur moins bon que prévu
- . échanges accélérés par la turbulence au niveau des appuis d'échangeur.
- . conductibilité de l'acier des appuis de jupe plus élevée que prévu.

Toutefois, les faibles valeurs relevées pour la température des organes d'étanchéité justifient que l'on n'éprouve aucune crainte pour la tenue de la structure ou celle de la peau.

- c) L'installation qui se résume à des diaphragmes pour mesure du débit sur chaque collecteur et à des thermomètres à mercure au  $\frac{1}{10}$  de degré est reconduite sur ST-LAURENT II.

IV

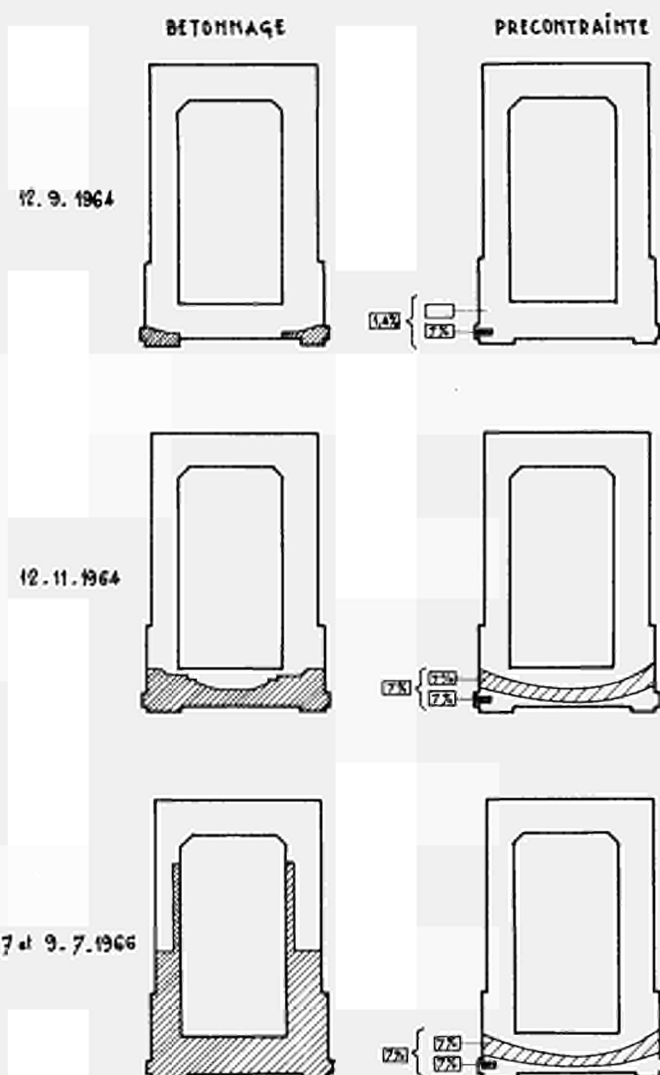
CONCLUSION

Toutes les observations concourent à conclure que le caisson se comporte de façon satisfaisante sous les sollicitations qui lui ont été imposées pendant la première année de fonctionnement.

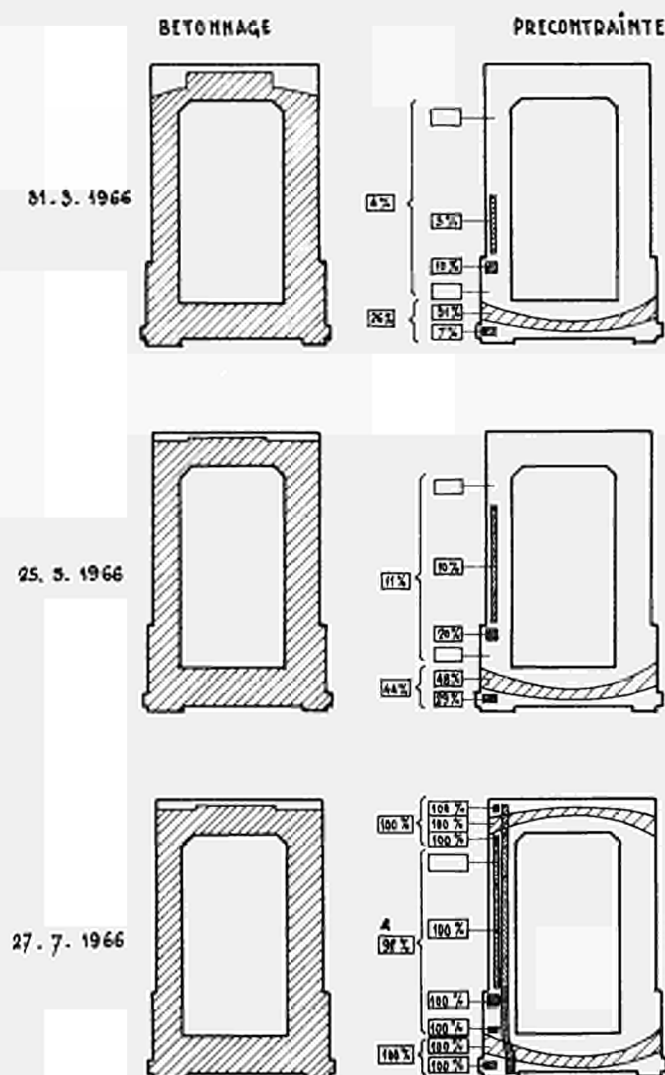
Ses réactions sont en effet élastiques et voisines des valeurs prévues par l'étude.

Bien entendu, il reste à observer son comportement sous les charges dont l'application est plus lente (température en particulier). Ceci ne pourra être fait qu'après un temps de fonctionnement ininterrompu supérieur à 3 ou 4 mois.

RESULTATS CAISSON SL1 Figure: 1  
PRINCIPALES PHASES DE CONSTRUCTION DE L'OUVRAGE

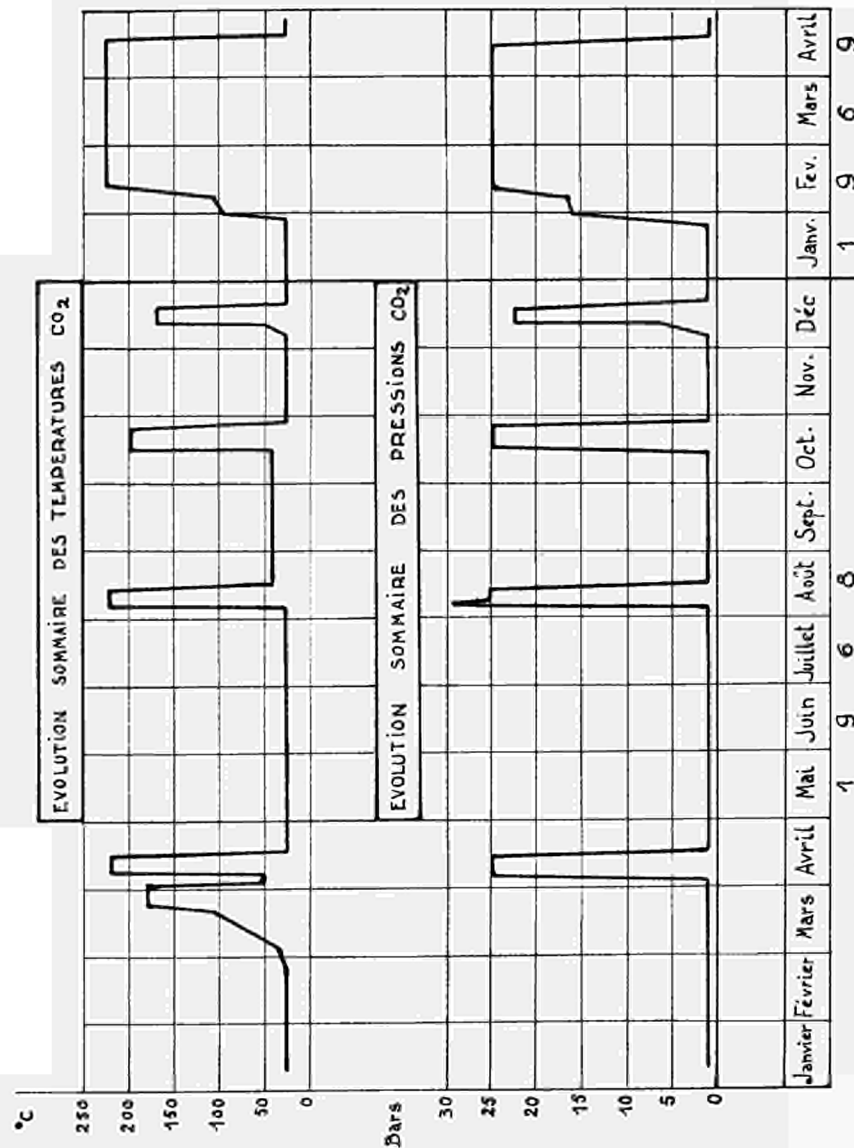


RESULTATS CAISSON SL1 Figure: 1 bis  
PRINCIPALES PHASES DE CONSTRUCTION DE L'OUVRAGE



# RESULTATS CAISSON SL1

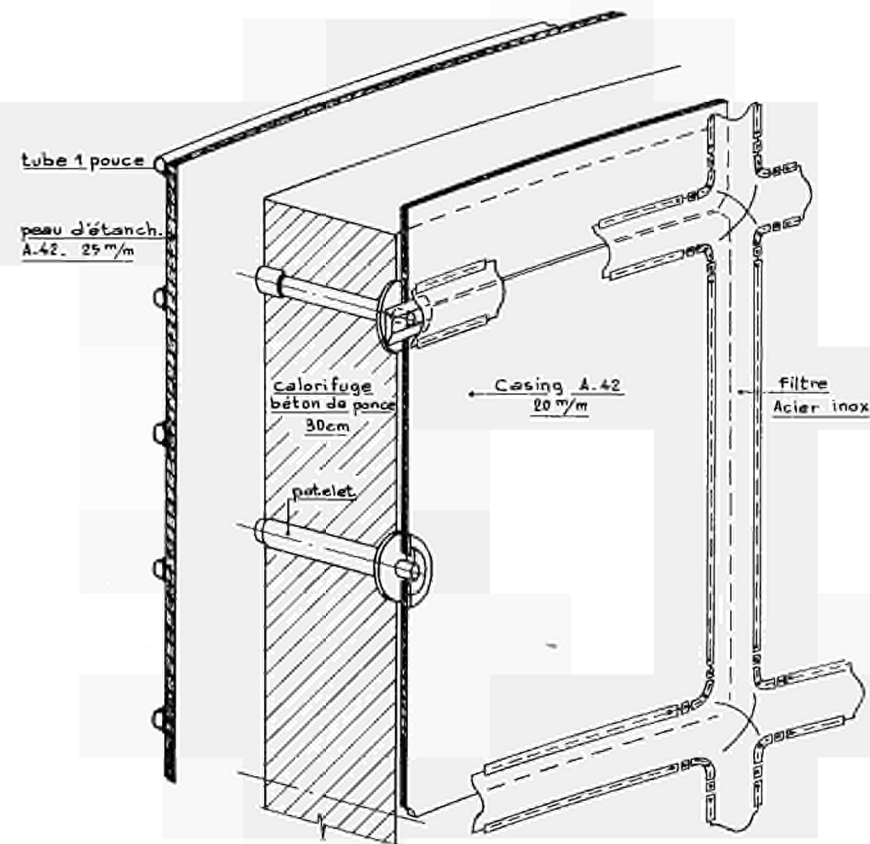
figure 2



# RÉSULTATS CAISSON S.L.1

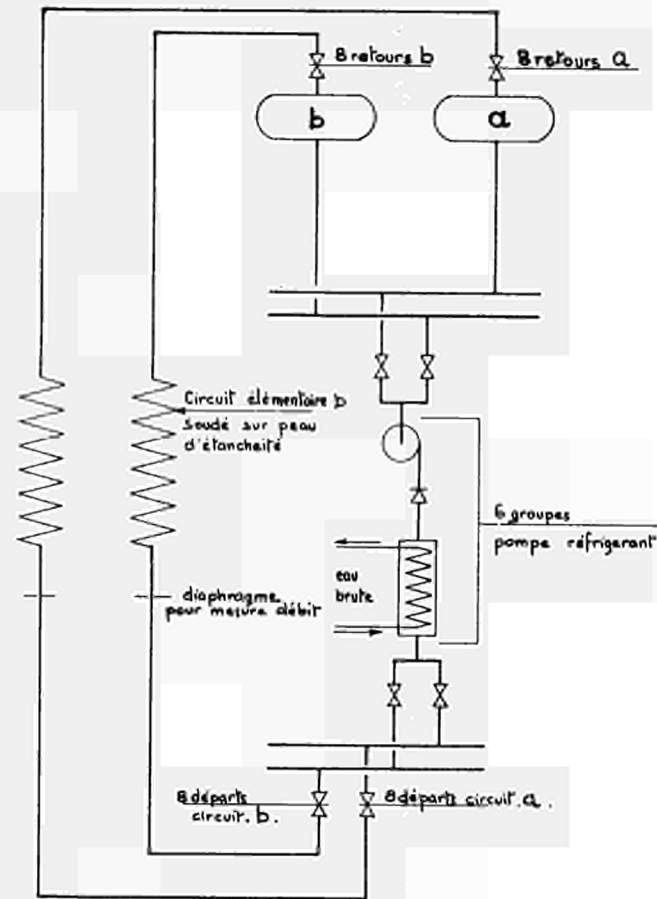
FIG. 3

## REFRIGERATION DE LA PEAU ET ISOLATION THERMIQUE EN PARTIE COURANTE

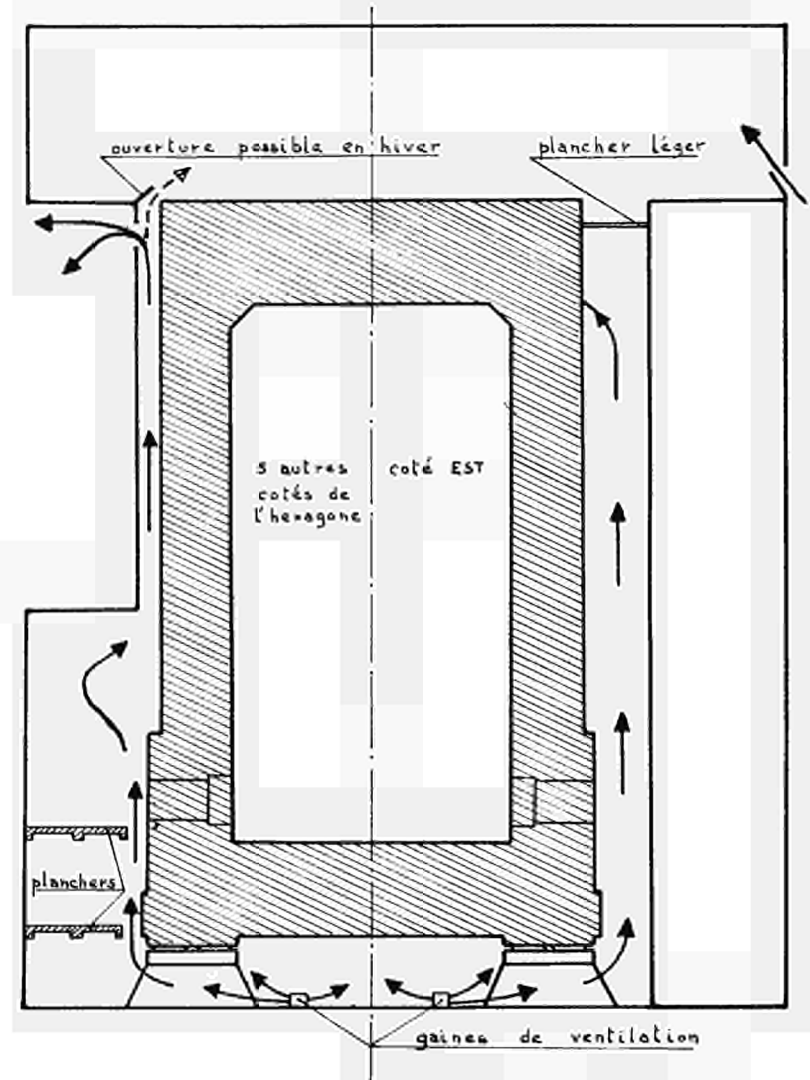


RÉSULTATS CAISSON SL1.  
SCHÉMA SIMPLIFIÉ DU CIRCUIT DE RÉFRIGÉRATION

figure 4.

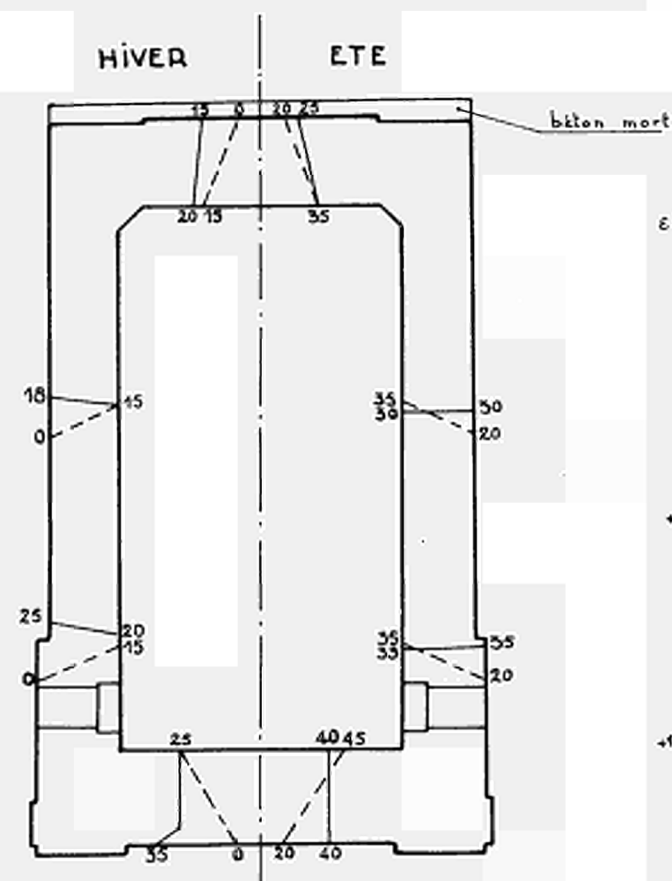


RESULTATS CAISSON SL1 figure 5  
VENTILATION AUTOUR DU CAISSON



# RESULTATS CAISSON SL1 figure 6

## GRADIENTS THERMIQUES DANS LE BETON

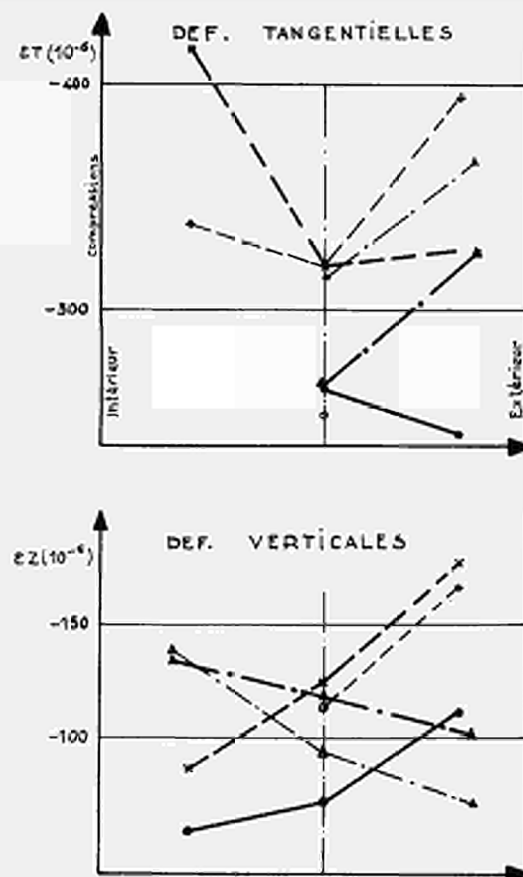
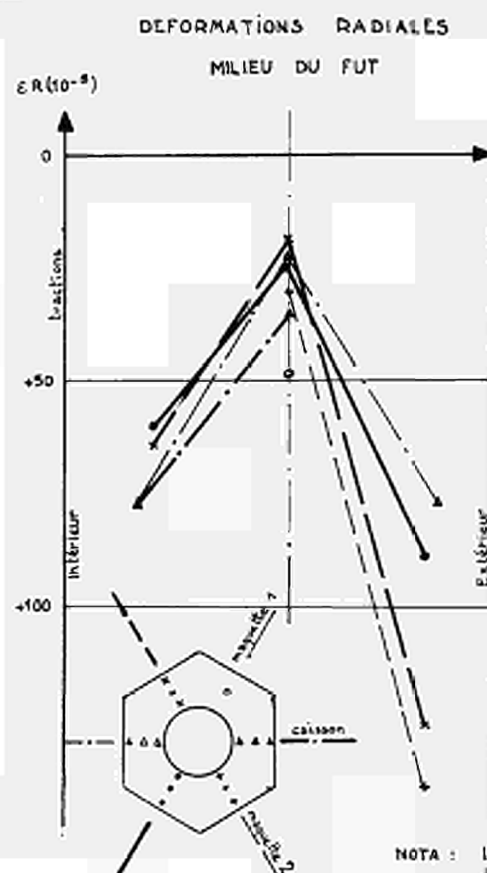


----- gradients théoriques utilisés dans les calculs  
 ——— gradients probables en fonctionnement normal

# RESULTATS CAISSON SL1 figure 7

## COMPARAISON DES DEFORMATIONS MAQUETTES 1.2 ET CAISSON (PRECONTRAINTE)

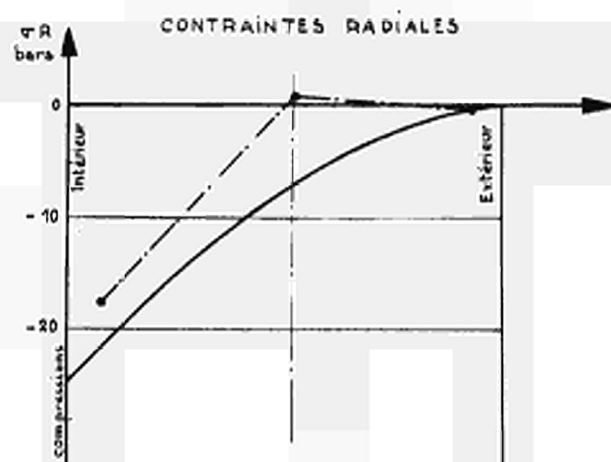
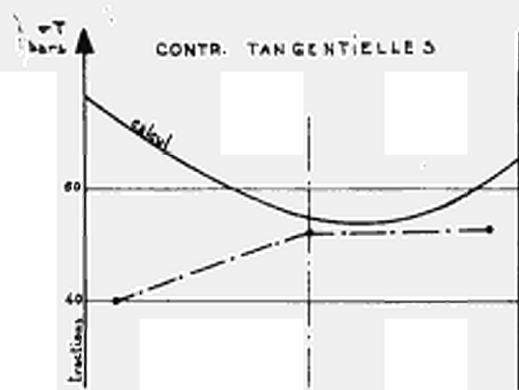
MILIEU DU FUT



NOTA : Les droites ne font que relier les points. Elles ne représentent pas l'évolution des déformations.

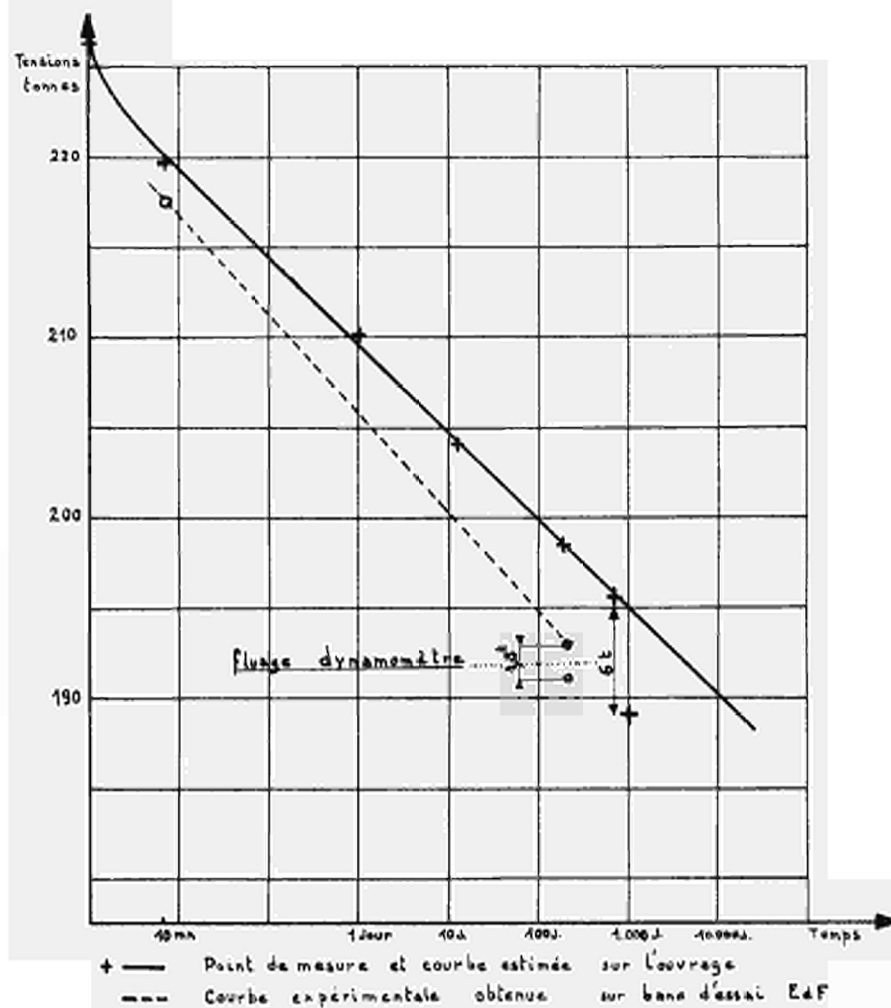
# RESULTATS CAISSON SL1 figure 8

COMPARAISON DES CONTRAINTES  
CALCUL ET CAISSON (PRESSION 25bars)  
MILIEU DU FUT



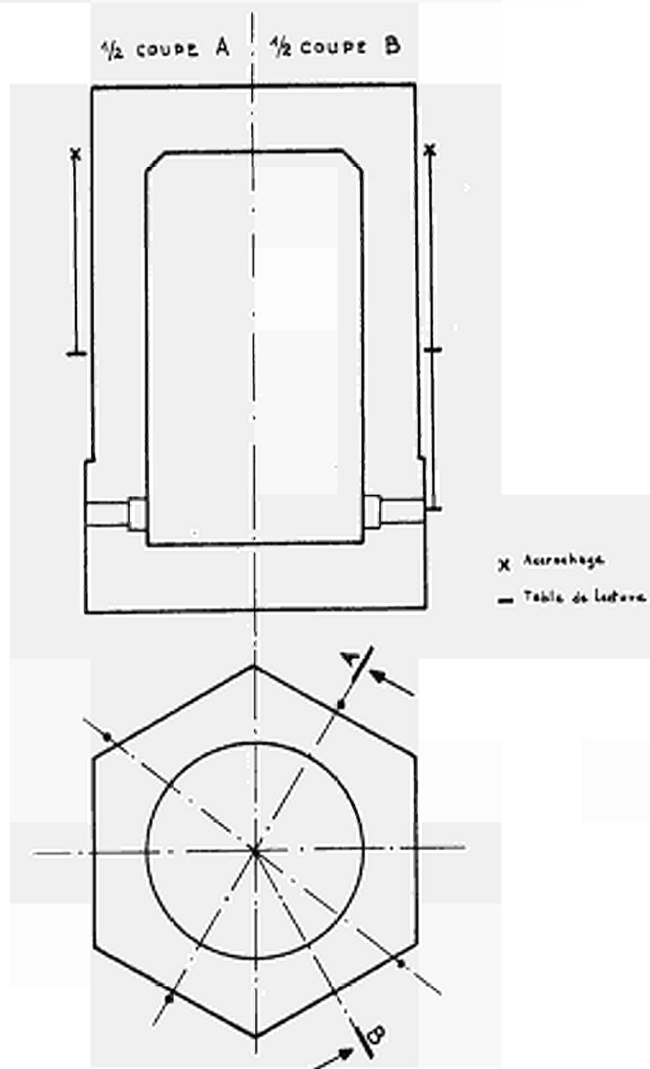
# RESULTATS CAISSON SL1 figure 9

CABLES DE PRECONTRAINTE  
EVOLUTION DE LA MOYENNE DES  
TENSIONS SOUS CULOT ACTIF



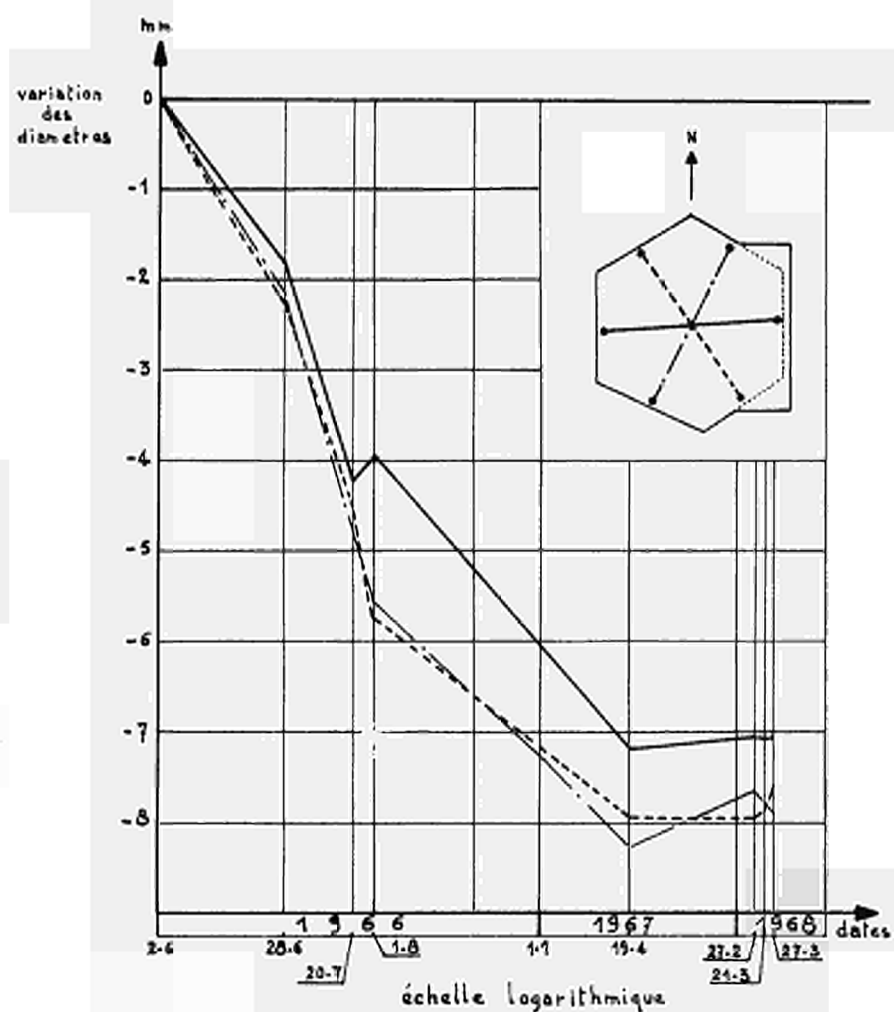
# RESULTATS CAISSON SL1 figure 10

## IMPLANTATION DES PENDULES



# RESULTATS CAISSON SL1 figure 11

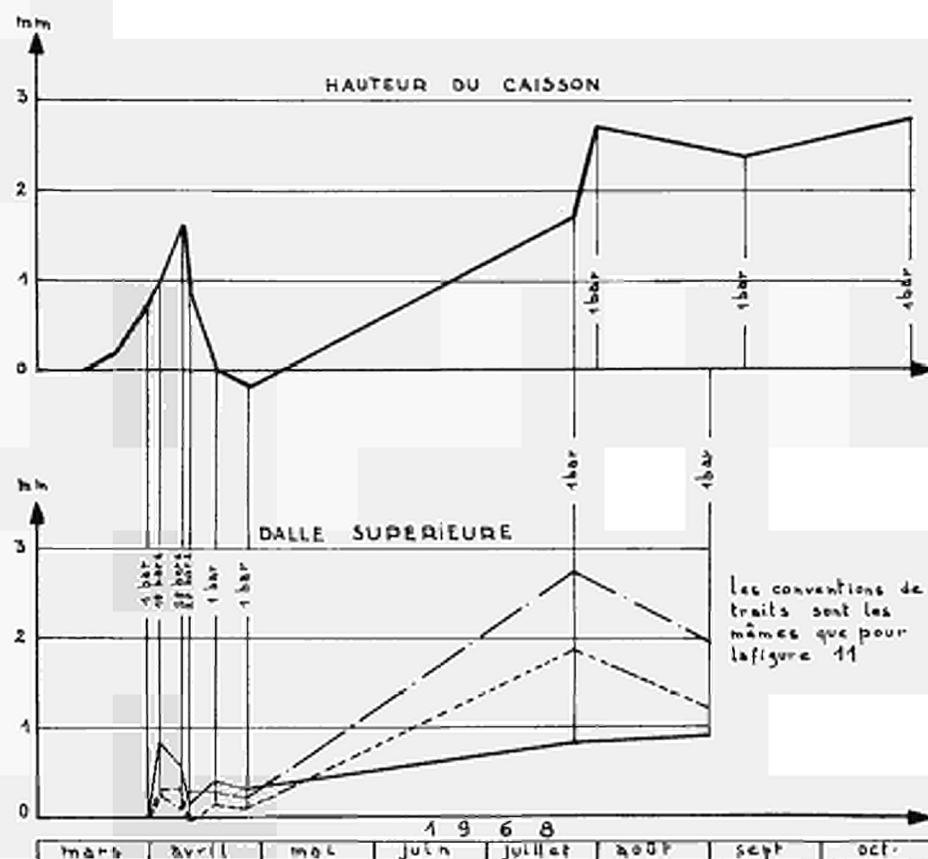
## EVOLUTION DES DIMENSIONS PRECONTRAÎTE ET FLUAGE SOUS PRECONTRAÎTE DALLE SUPERIEURE





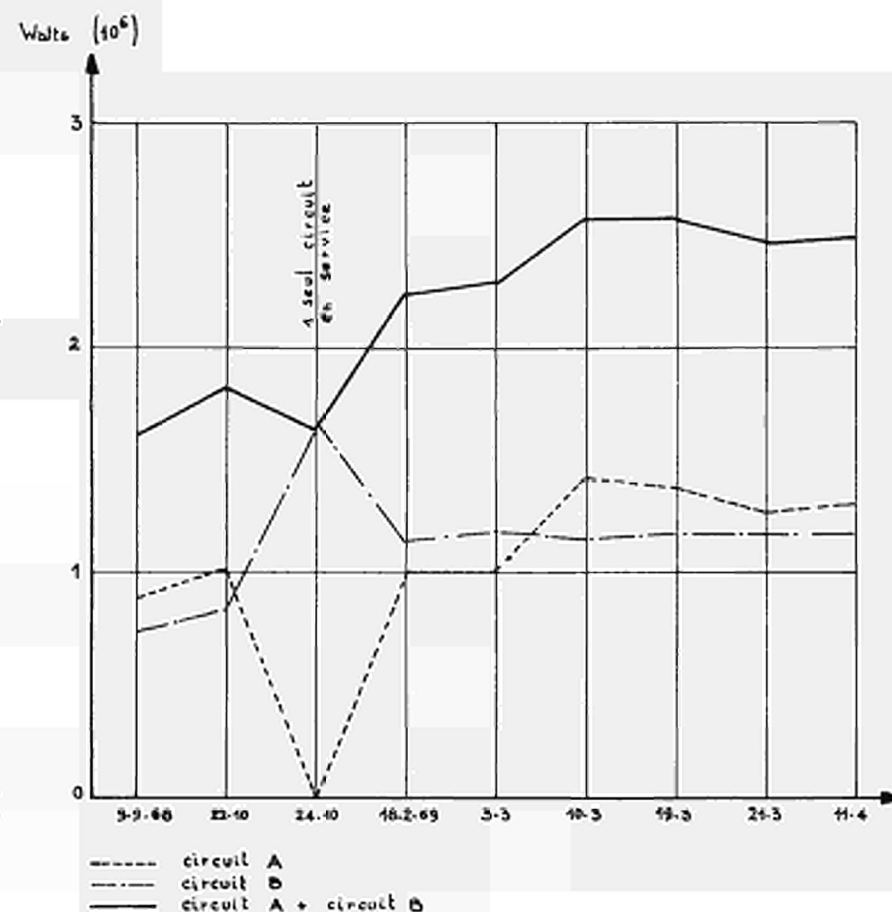
# RESULTATS CAISSON SL1 figure 12

EVOLUTION DES DIMENSIONS  
EFFETS DE LA PRESSION ET DE LA TEMPERATURE



# RESULTATS CAISSON SL1 figure 13

PUISSANCE EVACUEE  
PAR LE CIRCUIT DE REFRIGERATION



THE INTERACTION BETWEEN THE DESIGN AND CONSTRUCTION  
OF PRE-STRESSED CONCRETE PRESSURE VESSELS FOR  
NUCLEAR REACTORS

A.J. WILLIAMS ; British Nuclear Design & Construction  
L.A. TATE ; Ltd., Leicester, United Kingdom.  
R.E.D. BURROW ; Taylor Woodrow Construction Ltd,  
; United Kingdom.

## 1. Introduction

In an enterprise as complex as a nuclear power station, the final design, and the construction method and programme are the result of numerous compromises through which a harmony is achieved between the diverse and often conflicting requirements of those contributing to the work. Such compromises inevitably figure in the discussion of basic ideas and continue with increasing detail until the work is finished.

This paper illustrates how the major construction problems have been solved in the Wylfa station now being commissioned by British Nuclear Design and Construction and Partners\*, and outlines the development in the principles of design and construction which have been incorporated in the Hartlepool station now under construction by the same group.

It discusses in more detail the interactions between the design and construction of the concrete vessel and the prestressing systems, and traces the development of the wire-wound vessels of the Hartlepool design. It also studies the particular problems which arise in the construction of the highly penetrated standpipe region.

Finally, it comments briefly on the construction aspects of vessels for reactor systems currently under development.

## 2. Overall Principles of Construction

The construction of the reactor and its pressure vessel cannot strictly be divorced from that of the remainder of the station. This is particularly true in modern stations where the critical path may run through the installation of the data processor, the completion of which is essential before commissioning can commence.

For the purpose of this paper, however, the area of activity considered is the installation of the reactor internal plant comprising the core, boilers, circulators, shielding, support structures, gas baffles and vessel insulation, in parallel with the construction of the pre-stressed concrete vessel, the two sets of activities being conveniently separated by the vessel liner.

Economic considerations require that site activities be completed in the shortest possible time. This requirement leads in turn to extensive pre-fabrication and to parallel working in the various parts of the plant. The method of construction must also recognise the site conditions, and in particular the space available for site fabrication facilities and the access for large and heavy works-fabricated components.

\* British Nuclear Design and Construction  
The General Electric and English Electric Companies  
Babcock and Wilcox  
Taylor Woodrow Construction  
United Kingdom Atomic Energy Authority  
Industrial Reorganisation Corporation

## 2.1 Wylfa

It was decided to base the overall station layout and construction scheme at Wylfa on the use of a Goliath crane, this technique having been used successfully by the Partners of British Nuclear Design & Construction at both Hinkley A and Sizewell stations. This decision led to an open station layout in which the turbine hall and combined reactor building were separated sufficiently to provide space for both one trackway for the Goliath crane spanning the reactor building and for the erection and operation of subsidiary crane. The Goliath crane, which had a lift and span of respectively 400 tons (407 tonnes) and 209 ft (61m), was used to move the major mechanical components from a pre-fabrication area at one end of the reactor building. It was also used to erect large areas of the reactor building, steel-work and permanent craneage.

The remainder of the civil construction was carried out by means of four Peine cranes and two derricks each of 10 ton (10.2 tonnes) capacity. To expedite construction it was frequently necessary to use the Goliath crane for lifts previously planned for the other cranes. In this connection, daily meetings of representatives of the Companies involved took place over a period of two years, to arrange the most economic deployment of cranes.

Reference to Fig. 1 will show how the lower half of the 96 ft (29.2m) diameter spherical liner was placed on the bottom cap concrete. This was followed by a series of lifts by means of which the blower plenum, support grid, internal shielding structure and boiler support were erected either as complete components, or in 409 ton (407 tonne) sub-assemblies. The liner top hemisphere was then lifted in, complete, like the lower, with anchors and cooling pipes.

The equator weld was then completed, permitting the concreting of the barrel of the vessel to proceed. This was carried out on the basis of four leading and four trailing bays. At the same time, clean conditions were established inside the liner below temporary barriers erected in the crown of the vessel. The spaces within the internal shielding structures were connected to a clean conditions area within the reactor building by way of two permanent access penetrations through the vessel walls. These passages provided access for men and materials required for the erection of the core and shields.

The standpipe support structure was then erected, the weight being carried through the liner on to the internal shielding structures, as described later.

The standpipe support structure served to steady two temporary boiler insertion housings. The presence of these latter placed a constraint on the concreting of the upper half of the vessel, which could not proceed around the whole circumference.

Sections of the involute boiler were loaded in 50 ton (50.8 tonne) units through the insertion slots, and were moved around the annular boiler tank by way of a temporary trolley. On completion of this operation, the temporary housings were removed, and the liner made good and fitted with the remaining penetrations before concreting could proceed.

The vessel was completed by concreting around the fuelling standpipes which had been welded into the top cap of the liner. Pre-stressing was commenced as soon as the top cap concrete had cured.

As originally planned, the time from commencement of the vessel to proof pressure test was to be 177 weeks. In the event, time was lost on two principal accounts:

- (i) welding difficulties which delayed the lift in of the internal structures and hence the completion of the liner, and
- (ii) the completion of the installation of reactor equipment, and notably the insulation.

In general, however, the activities concerned with the vessel itself proceeded smoothly and the individual operations carried out within the times allocated.

It should be noted also that the installation of the boilers and of core was carried out in parallel, whereas some designs require these operations to proceed in series. Nevertheless, the method of boiler installation suffered from the following drawbacks.

- (i) It was necessary to maintain temporary access routes into the vessel when it would have been expedient to proceed with concreting
- (ii) Early manufacture of the boiler packets was necessary to meet the erection dates.
- (iii) A great deal of in situ welding was necessary after erection.
- (iv) The process of erection was irreversible. Any leaks developing subsequently in the plattens can only be dealt with by isolation.

## 2.2 Hartlepool

In the context of the A.G.R., these matters become increasingly important. In developing a reactor design for the Central Electricity Generating Board's station at Hartlepool, British Nuclear Design and Construction and Partners have evolved the pod-boiler design.

Basic to the philosophy of the Hartlepool design is the principle that as much as possible of the plant should be pre-fabricated and tested at works to minimise the extent of the site activities,

particularly those involving "in-line" operations. Notably the boilers are inserted as complete units into the pods, from which they may, if required, be readily withdrawn at a later stage. Numerous other advantages associated with the Hartlepool style of design are discussed in ref. (1).

At Hartlepool, as at Wylfa, the choice of station layout and construction arrangement was settled jointly. In several important respects an A.G.R. station is more compact than one designed for uranium-magnox reactors, with the result that an integrated layout of turbine hall and reactor building is easier to achieve. With such a layout, however, the use of a Goliath crane is inappropriate.

It has therefore been decided to combine certain major features of the permanent and construction crange required for the reactor building. This has been achieved by basing the design of the hall for the twin reactors on six large towers which are constructed rapidly at the beginning of the programme using slip-form techniques. These towers carry tracks for a gantry crane with a temporary capacity of 260 tons (264 tonnes) which will ultimately be incorporated in the permanent works.

To facilitate construction, the shielded facilities block is located at the end of the reactor hall rather than symmetrically between reactors. The crane tracks are temporarily extended beyond the other end of the building to cover an area into which major components are moved when ready for erection.

Additionally, construction is carried out by the following crange: a 10 ton (10.2 tonne) e.o.t. carried by the slip form towers, and serving both reactors, four 7.5 ton (7.6 tonne) annular cranes, two serving each vessel, two Peine cranes, one 10 ton (10.2 tonne) derrick and two Babcock Weitz tower cranes.

As indicated in Fig. 2, on completion of the bottom cap, the lower part of the main liner is lifted in. This is followed by the boiler pod liners and the top part of the main liner which is combined with the hot-box dome. Whilst the total area of liner to be erected is greater than for a single cavity design, it should be noted that the boiler penetration liners are each shop-fabricated, and require only to be welded to the shop fabricated circulator penetration liners to be ready for erection. Further, the main liner is pre-fabricated at works in large units, with the result that a great deal of costly site work is avoided.

As soon as the duct liners have been welded in, clean conditions are established within the vessel and the erection of insulation and graphite can proceed. The boiler pods provide access routes for men and materials, a temporary construction access being provided for core materials between one boiler and the main void.

In parallel with the activity, concreting of the barrel walls proceeds in a series of two leading and lagging bays. At a suitable stage, a temporary standpipe support structure is erected, and installation of the standpipes and the concreting of the top plug take place on completion of the barrel concrete.

Pre-stressing follows completion of the top cap, taking advantage of the wire-winding process as described later in the paper.

The insertion of boilers and circulators as fully works manufactured and tested entities takes place in a short period at or shortly before the end of prestressing. Proof pressure testing is then planned to be carried out 133 weeks after commencement of the support walls to the bottom cap.

### 3. Design and Construction of Concrete Vessels

#### 3.1 Wylfa

The design of the Wylfa vessels was strongly influenced by the need to find a form of structure which could be built expeditiously using well proved civil engineering procedures. These vessels are the largest housing gas cooled reactors yet built, and since the more advanced A.G.R. and H.T.R. systems are much more compact, they may remain the biggest prestressed structures of their type for some time to come. For the operating conditions and large void dimensions required for the Wylfa reactors, it was found that a spherical form of vessel required substantially smaller quantities of materials than comparable cylindrical forms, and despite the obvious complexities of constructing a sphere, the overall cost was also considerably less. The integrated reactor circuit was therefore conceived to fit within a spherical envelope, initially of 109 ft (33.2m) diameter and finally with development of the design, of 96 ft (29.2m) diameter.

Six alternative vessel designs were examined and costed and the final choice lay between two forms of sphere as illustrated in Fig. 3. Although alternative A used less material than alternative B, it was considered that such a design would be more difficult to build, would take longer to construct and would consequently be more costly than alternative B. The chosen alternative B has been described in detail elsewhere, ref. 2. Some of the practical considerations affecting the design are discussed below.

Internally, the shape of the vessel is formed by its steel liner which provides ready-made shuttering for the civil construction. Externally, it was decided to form the vessel from a series of vertical and horizontal plane surfaces approximating to a stepped cylindrical shape. This choice made it possible to use standard shuttering techniques and greatly simplified the problems of setting out, which would have presented many difficulties with a more "exact" spherical shape such as alternative A. At first sight, the vessel proportions which resulted from this decision appear to be far from spherical. In practice, research showed, that the behaviour of the structure was largely dictated by the spherical shape of the pressure boundary and that wide variations in the external shape had relatively little effect.

One of the main problems in the Wylfa design was to find an arrangement of prestressing tendons which left sufficient access to assemble reinforcement and prestressing ducts and to place and compact concrete reliably in every part of the vessel. To

provide enough clearance between prestressing ducts, it was considered necessary to use tendons with a load capacity of between 500 and 1,000 tons (508 and 1016 tonnes), but at the time when the Wylfa vessels were designed, no such large tendons and anchorage systems were available commercially. Several ways were therefore examined of using available tendon and anchorage systems and of combining a number of cables to make up a single large tendon. It was finally decided to use tendons made up of 36/0.6 in (15.24 mm) diameter stabilised 7-wire prestressing strands, each giving an initial prestress of 615 tons (624 tonnes) and a guaranteed ultimate tensile strength of 820 tons (833 tonnes). Each tendon was contained in a  $5\frac{1}{2}$  in (140 mm) i.d. duct terminating in a bell mouthed trumpet 10 in (245 mm) diameter at the concrete face. Three standard Freyssinet 12/0.6 in (15.24 mm) multi-strand prestressing jacks were used to stress the tendon from each end. The development of this system by Taylor Woodrow Construction Limited has been described elsewhere, ref. (3).

By designing the outside of the vessel as a series of flat surfaces, it was also possible to arrange for all tendons to approach and terminate normal to a shutter or screeded concrete surface, and so avoid the complication of constructing oblique exit details. This arrangement also reduced the congestion of reinforcement in anchorage regions and made it easier to ensure the placing of fully compacted concrete in these areas.

Theoretically, it was possible to find tendon paths which enabled all tendons to be housed in ducts within the main body of the vessel walls. Such an arrangement, however, was very complex and congested, and it was decided that the circumferential prestressing tendons must be placed outside the main structure. After investigating several alternative arrangements in which the hoop tendons were supported on systems of steel or concrete saddles, it was concluded that the tendons could best be accommodated by a system of heavy concrete ribs cast integrally with the main walls of the vessel. A "spiral" geometry of tendon paths was devised, whereby every hoop tendon is anchored in an accessible position at the outside edge of a rib, Fig. 4.

The possibility of wire winding the hoop tendons was also considered, but could not be developed in the time available. This approach has subsequently been incorporated in the Hartlepool vessels and is discussed later.

### 3.2 Hartlepool

In the pod boiler system, a key feature is the cylindrical prestressed concrete pressure vessel, in which prefabricated boiler units are situated in penetrations passing vertically through the full height of the vessel walls. The gas circulators are located at one end of these cavities and the boiler pipework is taken from the other end. The number and size of vertical penetrations differ according to the type of reactor design and the output required from the reactor, and to take full advantage of the design concept, it is essential to be able to fill the maximum possible proportion of wall area with boilers. This space is normally occupied by prestressing ducts and the most important problem in the vessel design was to find a prestressing arrangement which demanded a minimum of space within the vessel walls.



In the vertical direction, this was accomplished by using very large prestressing tendons. For the Hartlepool vessels, a C.C.L.\* system will be used with tendons made up of 28 strands of 0.7 in (18 mm) diameter, giving a guaranteed ultimate strength of 1440 tons (1056 tonnes) and a working load of 780 tons (792 tonnes). The tendon is contained in a 6 in (15.24 cm) diameter duct which terminates at each end in a "trumpet" casting where the strands are deviated to anchor individually in a steel bearing plate. The bearing plate seats directly on the casting, which transmits the tendon load into the concrete through a series of flanges on its outer surface, Fig. 5.

The 28 strands are stressed simultaneously by a single jack which incorporates a load cell. Wedges anchoring individual strands in the bearing plates, are pressed home hydraulically by a separate ram in the nose of the jack. The prestressing jack can be fitted with a special shimming foot to allow restressing. Detensioning can be carried out one strand at a time using a mono-strand jack.

Using this system, the total vertical prestress can be provided by only 272 tendons, and there is adequate space to accommodate any further boiler units and any additional tendons which might be required in future designs.

In the circumferential direction, potential tendon paths were severely obstructed by the presence of the boiler pods. It was therefore decided to locate the circumferential prestress outside the main vessel walls, where it would place no constraint on the number and arrangement of the boiler units. The nature of the pod boiler design made it possible to keep the vertical outside surface of the vessel completely free of large penetrations and provided ideal circumstances for the use of a wire winding technique.

A nuclear vessel requires a very high intensity of circumferential prestress, placed under the closest control, and capable of being applied with a minimum of access space around the vessel. No system existed which could meet the necessary requirements, and in view of the importance of this feature in the overall concept of the vessel design, it was decided to develop a special system and special winding equipment. The form of concentrated prestressing band and the system of prestress outlined below were designed and developed by Taylor Woodrow Construction Ltd.

The arrangement chosen for the Hartlepool vessels is based upon the use of concentrated bands of wire, wound under tension into channels preformed in the vessel walls. The wires are arranged in layers, each of which is separately anchored. Each layer is wound directly on to its predecessor in a carefully controlled lay which ensure a regular arrangement of wires in the finished band. Continuous lengths of 0.2 in (0.51 cm) diameter low relaxation wire sufficient for one complete layer of wire, will be produced by welding the rod stock prior to patenting.

\* Cable Covers Limited, Ewell Road, Surbiton, Surrey, United Kingdom

The number, width and spacing of bands and the number of layers of wire applied at each position can be varied very widely to suit the requirements of particular vessel designs, and average prestress pressures of 2000 p.s.i. ( $140.5 \text{ kg/cm}^2$ ) or more can be applied without difficulty. In the Hartlepool design, the channels containing the prestressing bands are 24 in (60.96 cm) wide and 9 in (27.40 cm) deep and are formed in precast units which provide permanent shuttering for the vertical outside surface of the vessel. The channels are steel lined.

Twenty bands of prestress are arranged on a regular module down the external surface of the vessel giving a 2 ft 8 in (0.81 m) spacing over the depth of the vessel caps and 6 ft (1.83 m) over the remainder of the surface.

The general arrangement of the wire winding equipment is illustrated in Fig. 6. The two vehicles of the machine are carried on a steel platform which can be rapidly raised or lowered to any required level by means of hydraulic jacks. On moving to a new winding position, the platform is locked to its twelve supporting columns and against the vessel.

Traction for the machine is obtained from a continuous chain encircling the vessel and located on the platform. As the machine passes around the vessel, wire is drawn from a spool mounted on the rear vehicle, and passes through a tensioning device. This clamps the wire between a pair of caterpillar tracks whose rotation and resistance are controlled by a hydraulic system. The tensioned wire is then laid onto the vessel over a sheave which is progressively adjusted to give a precisely controlled lay in the tendon band. This system has the great merit that it stresses the wire without repeated bending or any form of cold working. The properties of the wire as laid are thus in no way impaired by the winding process. This is particularly important in respect of relaxation as it has been found that repeated bending or cold working can lead to substantially increased relaxation losses.

The force in the wire immediately after laying has been limited to 70% of its specified minimum strength. The machine controls include a continuous display of tensioning load which can be graphically recorded if required. An audible warning in the cabin, indicator lights on the control panel and an automatic cut out are provided as safety devices to ensure that the load in the wire is kept within prescribed limits. Prestress can be applied within an accuracy of  $\pm 2\%$ , and this high degree of control leads to a much greater uniformity of load through the elements of the tendon than can be achieved with liner tendons.

This new technique of prestressing has now been tested at full scale with exceptionally satisfactory results.

It may be seen that the design concept of the Hartlepool vessels and the procedures for their construction were considered together from the very outset of the work. In the resulting construction procedure, an 8 ft (2.44 m) wide annulus is left clear around the vessel over its full height to permit the assembly and operation of the wire winding machines and their platforms.

On completion of stressing, the two platforms are fixed at chosen levels and modified to form part of the permanent access ways to plant and pipework. Suitable items of ancillary equipment are also located in the vessel annulus.

As noted earlier, the channels for wire winding bands are built in precast concrete units which form external shuttering to the vessel and provide a convenient means of achieving the close tolerances required in the channel alignment. 24 precast units form a complete circumference of 6 ft (1.83 m) high, and several such courses can be erected ahead of the concreting level. The units are secured in position against light steel columns and truss work, the truss work being raised and the columns embodied in the vessel as concreting proceeds.

### 3.3 General

In addition to the major interactions of design and construction which have been referred to, there is a less evident but equally important interaction which arises from the exceptionally high standards required in the construction of a reactor vessel. Because of the special function it performs, and the dominance of safety considerations throughout the design of the nuclear plant, there must be no doubt as to the quality of materials and workmanship used in the vessel construction. This requirement reacts, not only in the detailed procedures of inspection and control which must be exercised at all stages of construction, but also in the choice of construction procedures. The pile cap construction methods discussed elsewhere in this paper are an example of this.

A further example is the procedure adopted to ensure that the bottom cap of the vessel liner is fully supported by concrete. In both the Wylfa and the Hartlepool vessels a two stage grouting procedure was chosen to ensure that no voids remain beneath the liner in the completed vessel. In this procedure the lower section of the liner is lifted in and supported a few inches above the bottom cap concrete of the vessel. A pattern of rubber tubes traversing the outer face of the liner is then inflated and the space below the liner plate filled with cement grout. Three weeks later, the tubes are deflated and withdrawn and the resulting ducts pressure grouted in sequence to fill any possible voids. Inflated rubber tubes are similarly introduced adjacent to the liner in any areas where the access for concreting is particularly difficult. The tubes are withdrawn and the ducts grouted when the area has been concreted.

## 4. Top Cap Design and Construction

In the design and construction of the top cap the difficulties in arriving at a satisfactory compromise between the many conflicting interests are perhaps greater than in any other area of the reactor vessel.

The diameter and pitch of the multiple penetrations are primarily determined by the core design and the fuelling and control requirements, but account must be taken of the stresses in the concrete ligaments, the reduction of effective stiffness of the top cap as a whole, and the feasibility of placing concrete in the confined spaces.

In magnox stations with multiple channel charging the reactor requirements can be met without undue difficulty, although careful thought must be given to minimising the standpipe diameter, assessing the construction tolerances, and the movements imposed by the concrete during construction and operation.

At Wylfa 18.75 in (476 mm) external diameter standpipes on a pitch of 31 in (387 mm) give a nominal concrete ligament of 12.25 in (311 mm) with a minimum ligament of 10.875 in (276 mm), taking all tolerances into account. A 0.5 in (12.7 mm) thick steel penetration liner provides sufficient compensation to achieve the required effective stiffness of the top cap, and to limit the concrete ligament stresses to an acceptable value. Man access between standpipes was possible to ensure satisfactory concrete placing and compaction.

With AGR stations the higher gas outlet temperature provides a strong incentive for single channel charging, with a consequent reduction in the complexity of the fuelling arrangements inside the vessel. This together with the use of interstitial control rods, prevents the use of tendons across the top cap and also creates a difficult construction problem, since concrete ligaments between fuelling standpipes are reduced to about 5 in (127 mm) and between control rod and fuelling standpipes to about 2.5 in (64 mm). At Hartlepool it is proposed to solve this problem by concreting the pile cap in strips, thus giving access for placing and compacting the concrete from the sides of the strip, standpipes being welded in progressively as each strip is completed. On other stations it has been considered feasible to weld in all the standpipes and then concrete from the top. Tests using a full scale mock-up are essential to establish the viability of proposed concreting procedures.

In the Hartlepool design, the 0.5 in (12.7 mm) thick standpipe penetration liner provides full compensation when the effective modulus of the pile cap concrete is taken as  $2.25 \times 10^6$  lb/in<sup>2</sup> (158,000 Kg/cm<sup>2</sup>). In the early life of the structure, when the concrete modulus is about  $4.0 \times 10^6$  lb/in<sup>2</sup> (282,000 Kg/cm<sup>2</sup>), the effective stiffness of the pilecap is about 77% of the equivalent unperforated cap. Near the end of the 30 year vessel life the effective concrete modulus used in the stress analysis to allow for creep of the concrete is such that the effective stiffness of the cap is greater than that of the equivalent unperforated cap.

During the top cap construction support must be provided for the standpipes and the wet concrete. A structure below the top cap would ease construction but would interfere with work proceeding inside the completed liner. A structure above the top cap is therefore usually provided. In the design of the structure account must be taken of lateral loads due to welding in of standpipes, heat of hydration effects in the concrete, and wind loads.

At Wylfa the 1 in (25.4 mm) thick top cap of the spherical liner was capable of supporting the wet concrete. The support structure was therefore designed to carry only the total standpipe load of about 800 tons (813 tonnes). To ensure that the standpipe and concreting loads were suitably distributed between the liner and the support structure, constant load devices were provided to connect the standpipes to the support structure.

Since the programme required that the support structure should be in position before the side wall concrete had advanced sufficiently to support it, the structure was initially carried by columns passing through holes in the top cap liner and supported on the internal structures. A careful transfer of load to the vessel concrete was therefore necessary before top cap concreting commenced. This was carried out using hydraulic jacks to ensure an even distribution of load and minimise movement of the structure relative to the vessel. Making good the holes in the liner together and completing the cooling pipes was a difficult operation which had to be finished in the minimum possible time to avoid delay to the top cap concreting.

At Hartlepool the support structure must carry both standpipes and wet concrete. Owing to the strip method of construction deflections of the support structure during placing of the standpipes and concrete must be minimal. This is achieved by pre-loading the structures with kentledge and progressively removing this as the standpipe and concrete loads are added. A total weight of 370 tons (376 tonnes) of kentledge is used. The structure is supported throughout on four of the boiler penetration liners, which are in place at an early stage of the contract.

In the top cap liner design and construction the connection between the standpipe penetration liner and the main void liner presents the major problem. Strain cycling at the junction resulting from pressure and temperature changes and concrete movements must be investigated from the fatigue aspect. Distortions produced during welding in of the standpipes must be estimated and their effect on the fuelling route assessed. Provision for locating the tops of the standpipes during welding, or adjustment after welding, must be made.

At Wylfa weld shrinkage could reasonably be assumed to cause an increase in the dome radius and a consequent progressive lowering of the dome and the standpipes already welded in, but little information on the probable amount of this shrinkage was available at the time. The maximum shrinkage at the crown allowed for was 1.8 in (46 mm) compared with 0.8 in (20.6 mm) on reactor 1 and 0.75 in (19 mm) on reactor 2 which actually occurred. This was due to the effect of weld shrinkage causing greater dislocation of the standpipes than the liner.

## 5. The Future

It will be apparent from the foregoing that the search for the most favourable designs and construction methods for pre-stressed concrete reactor vessels is still in progress, whilst the reactor systems which they contain are themselves still evolving.

Nevertheless, British Nuclear Design and Construction and Partners believe that the principles developed for the Hartlepool design, and outlined above, provide a strong foundation for their continuing work in the development of gas-cooled reactors, and in particular the H.T.R. and the more advanced H.T.R. combined with a gas turbine cycle.

The characteristics of such designs are likely to be even higher pressures than for A.G.R. necessitating thicker vessel walls and end caps, and hence more concentrated pre-stress, and more complicated systems of penetrations in the top cap. Further, the size of units is likely to grow, in industrialised countries, at least, with a consequent increase in the physical scale of reactor systems.

In a competitive world the achievement of the shortest construction time and a favourable incidence of expenditure curve will always be at premium, and hence the interaction between the design and construction of concrete reactor vessels will remain a vital subject of study in the foreseeable future.

#### References

- 1) R.E.D. Burrow and A.J. Williams - "Implications of the Pod-Boiler A.G.R. Circuit on Vessels, Penetrations and Prestressing"  
E.N.E.A. Symposium on the Technology of Integrated Primary Circuits for Power Reactors - Paris, May, 1963.
- 2) R.S. Taylor - "The Wylfa Vessels".  
Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels.  
Institution of Civil Engineers - March, 1967, Paper No. 2.
- 3) P. Dawson - "Development of the Prestressing System for the Wylfa Vessels".  
Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels.  
Institution of Civil Engineers - March, 1967. Paper No. 23.

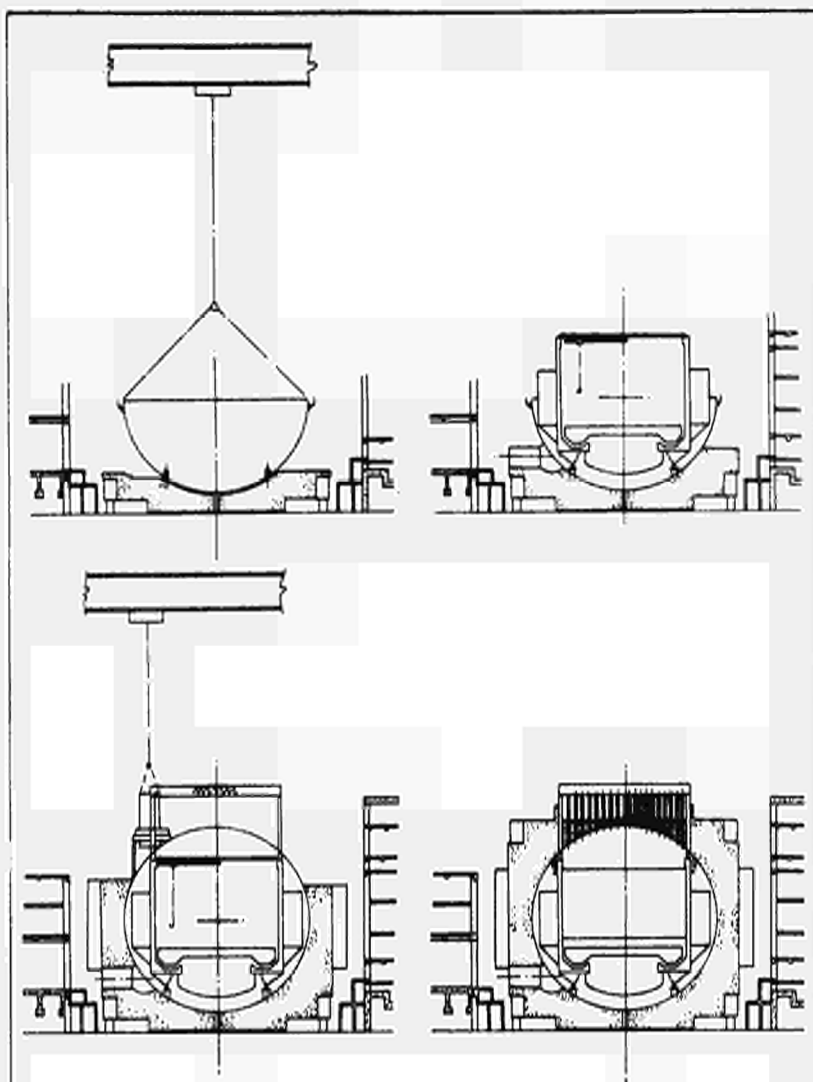


FIG. 1 - WYLFA M.P.S. CONSTRUCTION SEQUENCE  
FOR PRESSURE VESSEL

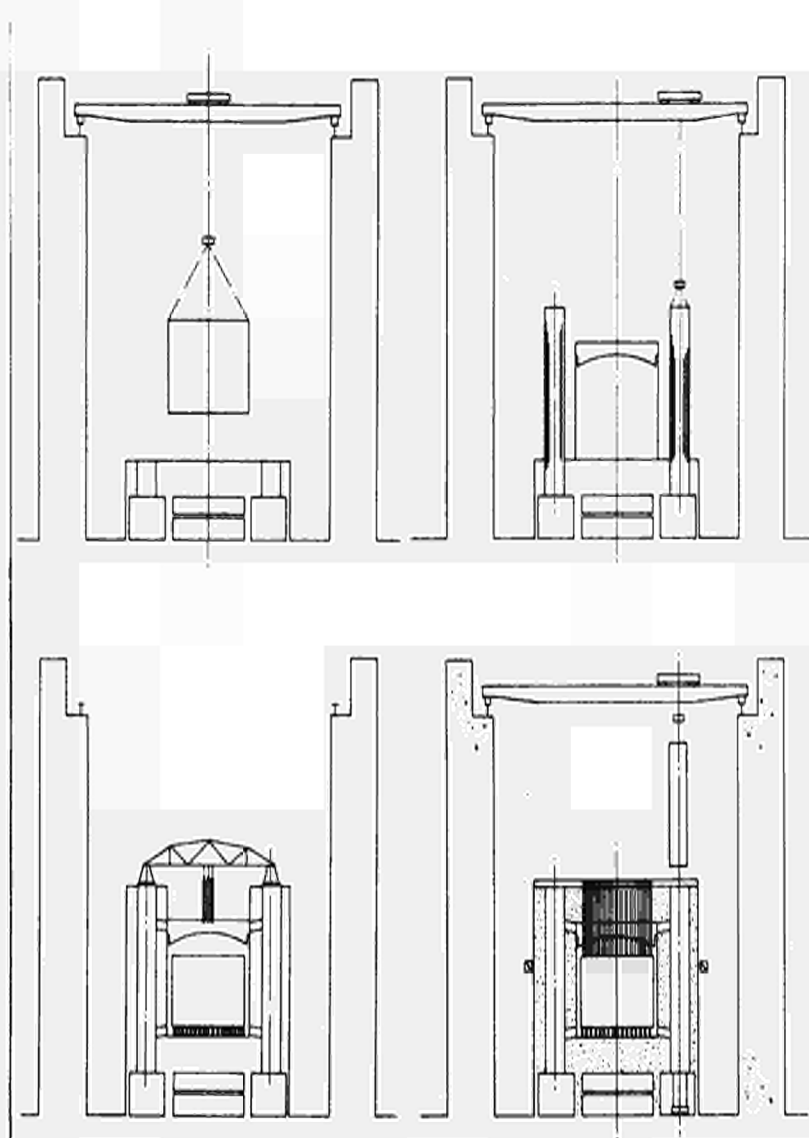
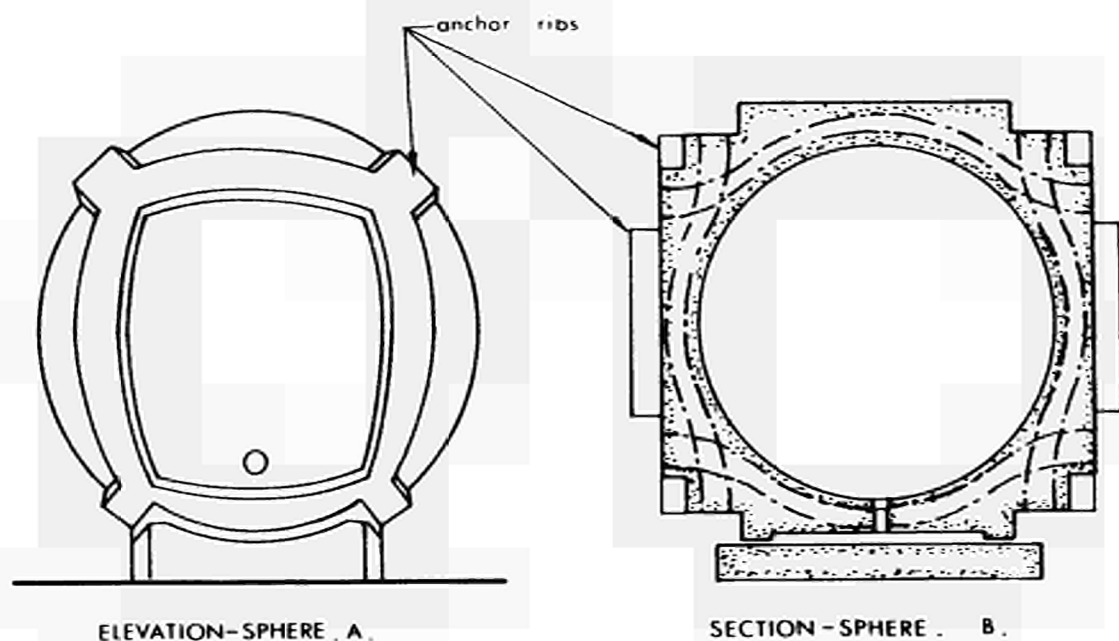
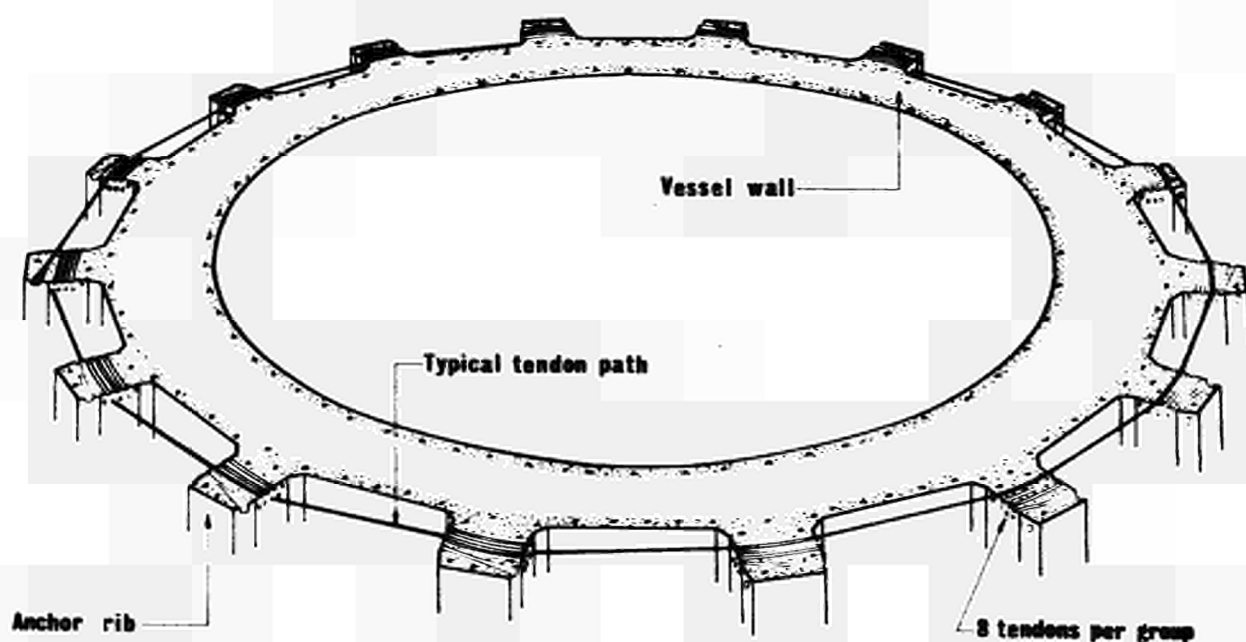


FIG. 2 HARTLEPOOL N.P.S. - CONSTRUCTION SEQUENCE  
FOR PRESSURE VESSEL

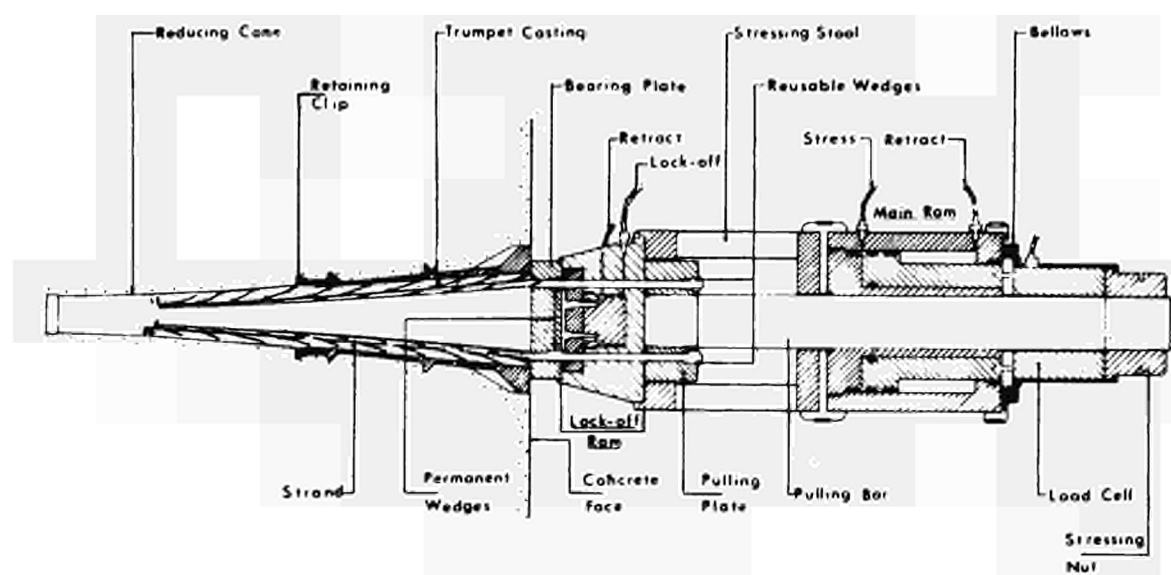


**Fig. 3. WYLFA - ALTERNATIVE SPHERICAL DESIGNS**

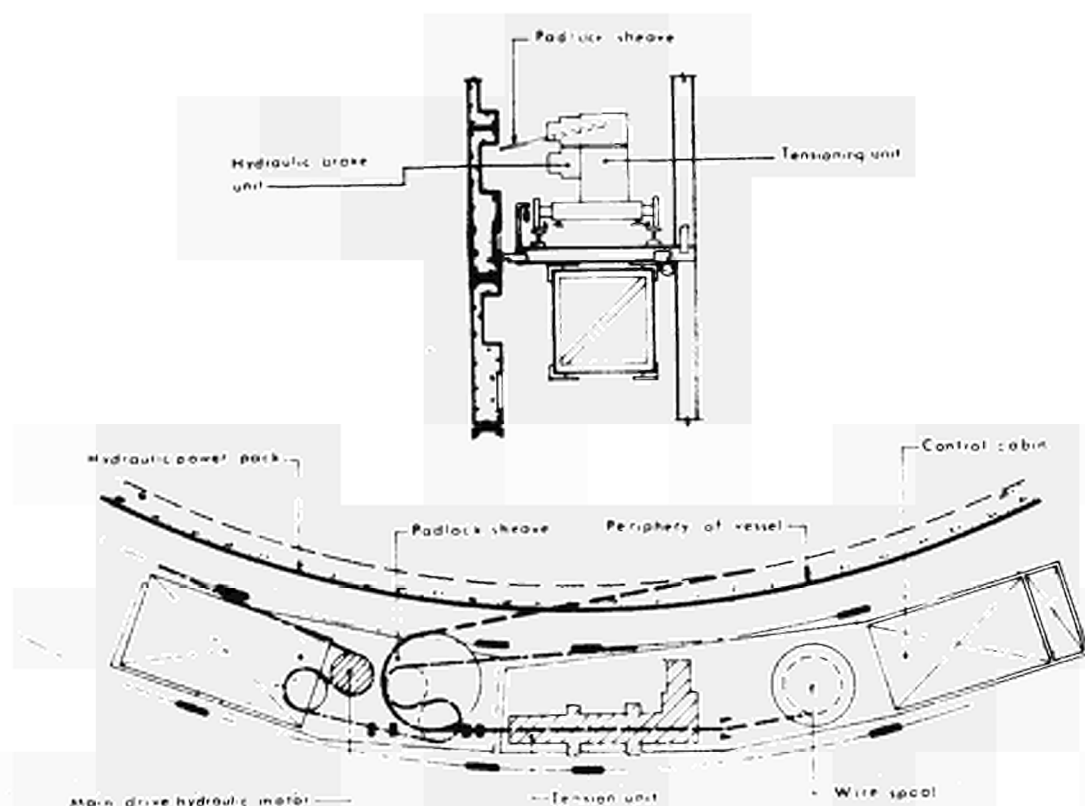


**FIG. 4. SPIRAL ARRANGEMENT OF HOOP TENDONS**





**Fig.5. ARRANGEMENT OF C.C.L. 28/0-7 PRESTRESSING SYSTEM**



**Fig.6. ARRANGEMENT OF TWC WIRE WINDING SYSTEM.**

LES RESULTATS PRATIQUES OBTENUS SUR NOS CAISSONS EN  
BETON PRECONTRAIN AU BOUT DE ONZE ANNEES  
D'EXPLOITATION DES REACTEURS G2/G3

F. DUPAY

Commissariat à l'Energie Atomique  
Centre de Marcoule

N° 5a

Je ne reprendrai pas ici la description des ouvrages qui a été notamment donnée par MM. Jean BELLIER et Max TOURASSE dans les annales de l'Institut Technique du Bâtiment et des Travaux Publics n° 139-140 de Juillet-Août 1959.

Les ouvrages dont il sera parlé ici sont les radiers et les caissons eux-mêmes.

### RADIERS

Au niveau de la fondation, le radier repose sur un tout venant sablo-graveleux assez compact, de quelques mètres d'épaisseur, surmontant une couche de marne relativement compacte. Faute de temps, aucun essai de compressibilité n'avait pu être fait sur cette marne avant la construction, et il avait été décidé de prévoir un relevage éventuel du caisson reposant sur le radier, en particulier en cas de tassements différentiels.

La surveillance géodésique du radier en fonction du temps a montré d'une part que les tassements et les tassements différentiels étaient beaucoup moins importants que ce que l'on craignait et que, d'autre part, l'évolution de ces tassements en fonction du temps était en train de se ralentir.

On trouvera en annexe (fig. 1 et 1') le tracé des courbes d'égale tassement en 1969 sur la dalle supérieure du radier en prenant pour origine des tassements le mois d'octobre 1956 qui correspond à la fin de construction du radier.

On constate :

- a/ que le tassement de G2 est plus important que celui de G3 (environ 20 %) : ceci s'explique par la proximité des deux radiers et le décalage de trois mois des constructions.
- b/ que le tassement maximum de G2 est de l'ordre de 6 cm contre 5 cm environ pour G3.

c/ que les courbes d'égal tassement ne présentent aucune anomalie, permettent de tracer des lignes de plus grande pente et de déterminer les plans où la courbure du radier est maximum.

Dans le cas de G2, on trouve ainsi suivant une coupe diagonale, un rayon de courbure de  $R = 14.000$ , ce qui permet, à partir de l'épaisseur du radier, de déduire la contrainte moyenne de flexion dans la direction la plus sollicitée.

On suit également l'évolution dans le temps du tassement des radiers : on a par exemple reporté sur la figure 2 le tassement moyen de tous les points nivelés de la dalle supérieure des radiers de G2 et de G3. Il faut remarquer que l'on constate un écart systématique entre les mesures d'été et les mesures d'hiver de l'ordre de 2 mm qui s'explique par la dilatation verticale des cloisons du radier dont la hauteur totale est de 9 m.

La surveillance du tassement des radiers est faite pour des raisons multiples.

Tout d'abord, on voulait s'assurer que les contraintes dans le radier ne dépassaient pas les valeurs prises en compte pour le calcul. Dans le cas où ces contraintes auraient été dépassées, un renforcement à l'aide de câbles de postcontrainte avait été prévu. On s'était fixé comme critère limite un rayon de courbure de flexion supérieur à 4.500 m (le rayon de courbure minimum est actuellement de 14.000 m sur G2).

On voulait ensuite contrôler qu'il n'y avait pas déversement du caisson : un tel déversement aurait pu avoir des conséquences désastreuses pour le fonctionnement des barres de contrôle. Aussi, un système assez compliqué de vérins plats avait-il été placé entre les piédroits du caisson et le radier, qui pouvait permettre de soulever le caisson tout en contrôlant isostatiquement sa montée. Le principe d'un tel ajustement de niveau était excellent, mais il existe de nombreuses liaisons entre le caisson et les ouvrages annexes, supportés ou non par le radier qui auraient rendu l'opération longue et délicate. Par ailleurs, les vérins plats, dont la mise en place au moment de la construction avait été délicate, se seraient sans doute avérés beaucoup plus fragiles que des vérins classiques.

La surveillance du tassement des radiers est également très utile pour la surveillance du comportement des tuyauteries principales de CO<sub>2</sub>. En effet, un réseau complexe des tuyauteries de fort diamètre réunit le caisson aux échangeurs de chaleur et aux soufflantes implantés sur des radiers différents. Le contrôle des tassements différentiels des radiers, participe au même titre que la surveillance du comportement des joints et des suspensions à la réalisation d'un programme de surveillance des tuyauteries d'un intérêt majeur pour la sécurité des installations.

## CAISSONS

Les caissons des réacteurs G2/G3 diffèrent de ceux réalisés par la suite par deux caractéristiques importantes :

1°/ Ils sont à axe horizontal.

2°/ Le coeur du réacteur est isolé du caisson en béton par une circulation de CO2 froid.

Les sujétions de conception de la partie nucléaire et les conditions d'exploitation ont conduit logiquement aux dispositions qui ont été adoptées au point de vue génie civil, qu'il s'agisse de la forme des fonds ou du partage constructif du caisson en trois éléments (un corps cylindrique et les deux fonds) séparés par des joints secs, la précontrainte longitudinale rétablissant finalement le monolithisme.

L'ouvrage n'est donc pas un ouvrage démodé du point de vue génie civil, même si les impératifs qui ont présidé au choix de telle ou telle forme ne sont plus aujourd'hui considérés comme valables.

Il faut tout d'abord mentionner quelles sont les hypothèses qui ont été indiquées au projeteur. Ces hypothèses très concises étaient : Pression d'épreuve 30 kg/cm<sup>2</sup>. Température intérieure au droit de la paroi ne dépassant pas 50°C, pression de service 15 kg/cm<sup>2</sup>.

Le choix du coefficient 2 entre pression d'épreuve et pression de service a été imposé par le Commissariat à l'Energie Atomique.

## CONSIGNES D'EXPLOITATION

Dans les hypothèses du projet, les réacteurs devaient fonctionner avec un écart thermique intrados-extrados modéré et de faibles contraintes de béton sur l'intrados. En réalité, lors de la mise en route, il apparut que certaines zones de la partie haute du caisson étaient mal balayées par le CO2 froid et atteignaient des températures voisines de 100°C. Ce défaut fut corrigé par l'adjonction de chicanes et d'un déversoir qui améliorèrent considérablement l'efficacité du courant de CO2 froid.

Plus tard, l'encrassement puis la corrosion des réfrigérants de CO<sub>2</sub> de refroidissement des caissons ainsi que les augmentations successives de puissance des réacteurs, amenèrent le C.E.A. à demander au projeteur une étude détaillée du comportement en température des caissons. Cette étude devait définir dans quelles conditions on pouvait envisager de fonctionner avec un écart de température intrados-extrados de 70°C, elle a été réalisée sur les principes suivants : Soit N1 la plus petite et N3 la plus grande des contraintes principales au voisinage de l'intrados et dans la masse du béton, on s'est fixé comme critère :

- N1  $\geq$  0 : Cette première condition est dictée par le désir de ne pas mettre la peau d'étanchéité en traction.
- N3 - 4 N1  $\leq$  90 kg/cm<sup>2</sup>
- N3  $\leq$  138 kg/cm<sup>2</sup> (règle CC - BA 68)
- Module d'élasticité du béton E = 200.000 kg/cm<sup>2</sup>
- Coefficient de dilatation du béton  $\alpha$  = 10<sup>-5</sup>

De plus, on veille à ce que le gradient thermique ne dépasse jamais 50°C/m.

En ce qui concerne l'extrados, aucune spécification particulière n'a été prévue car on admet que la fissuration à l'extrados est sans conséquence du fait que les câbles sont libres.

On a admis également les hypothèses simplificatives suivantes :

- Caisson cylindrique.
- Répartition linéaire des températures à l'équilibre.
- Répartition des températures dans l'épaisseur de la paroi représentée à tout instant par la loi :

$$t_x = t_e + T_1 \left(\frac{x}{e}\right)^S \text{ pendant le réchauffement}$$

et 
$$t_x = t_e + T \left(\frac{x}{e}\right) - (T - T_1) \left(\frac{x}{e}\right)^S \text{ pendant le refroidissement.}$$

avec  $t_x$  = température au point  $x$  défini par :

$\frac{x}{e}$  = nombre sans dimension dans lequel  $(e)$  représente l'épaisseur de la paroi du caisson.

$T$  = écart de température intrados-extrados.

$t_e$  = température extrados

$T_I$  = fonction du temps avec  $0 \leq T_I \leq T$

$S$  = paramètre sans dimension fonction du temps avec  $0 \leq S \leq 1$

L'exploitation mathématique de ces hypothèses a conduit à définir des domaines de fonctionnement tant à la mise en route qu'à l'arrêt (fig. 3 et 3') qui ont permis d'énoncer des consignes d'exploitation simples.

- Température du béton :

L'écart de température  $\Delta \theta$  entre l'intrados et l'extrados ne doit jamais dépasser  $70^\circ\text{C}$ .

- Réchauffage du béton :

La montée en puissance du réacteur doit tenir compte d'un réchauffage progressif du béton du caisson. Le gradient de température  $K$  sera maintenu à :

$$K \leq 50^\circ \text{ C/m pour } \Delta \theta \leq 50^\circ\text{C}$$

$$K \leq 30^\circ \text{ C/m pour } \Delta \theta > 50^\circ\text{C}$$

Il est cependant souhaitable de ne pas limiter outre mesure la vitesse de réchauffage du béton.

- Refroidissement du béton :

A/ Arrêt sans dégonflage :

Si l'on n'envisage pas le dégonflage du réacteur, refroidir le moins possible le béton.

B/ Arrêt avec dégonflage normal :

Il faut distinguer dans cette opération deux phases :

a/ Refroidissement du béton réacteur en pression

Cette opération sera conduite de façon à ne dépasser en aucun point le gradient  $K$  maximum de  $50^\circ \text{ C/m}$ .

b/ Dégonflage du réacteur

Cette opération ne sera menée à son terme que lorsque l'écart de température entre l'intrados et l'extrados sera inférieur ou égal à  $30^\circ\text{C}$ .

La pression minimum à maintenir pendant le refroidissement puis le dégonflage du réacteur sera déterminée au moyen du graphique de la figure 3'.

Il faut bien signaler que l'augmentation considérable de l'écart de température autorisé est due en grande partie à l'écart important (coefficient 2) existant entre les forces dues à la pression de service et les forces de précontrainte et au fait que, les câbles étant libres, on a pu tolérer une certaine fissuration de l'extrados. Il aurait été possible, si les études avaient fait apparaître des butées franches, de surtendre de 10% environ les câbles longitudinaux. Ceci n'a pas paru nécessaire, les consignes actuelles ne constituant pas une gêne.

### Entretien et surveillance

Le point considéré comme le plus important est la précontrainte. Tout le principe de sécurité de G2/G3 est basé sur la permanence des forces de précontrainte. Un exposé a été fait au symposium sur les aciers de précontrainte qui s'est tenu à MADRID les 6 et 7 Juin 1968. Le sujet étant très important, il paraît intéressant de rappeler les principales lignes de cet exposé.

Partout où les câbles sont rectilignes et placés dans des gaines, la protection des parties ainsi cachées devait être assurée par un balayage d'air sec. Pour diverses raisons, ce balayage n'a pu devenir effectif qu'en Octobre 1960. A la même époque, des vérifications de tension de câbles montrèrent que le câble T 4 de G.2 avait une tension de 950 T et le câble L 1 de G.2 une tension de 570 T seulement au lieu de 1.200 T et qu'un nombre de fils correspondant sensiblement à la perte de tension étaient cassés par corrosion fissurante. Ces câbles furent remplacés sans arrêter le réacteur ainsi que 3 autres câbles présentant le même genre d'anomalies qui furent également changés après avoir été maintenus en observation :

L 69 de G.3 changé en Juillet 1962

T 89 de G.3 changé en Janvier 1963

L 79 de G.2 changé en Janvier 1964

Depuis lors aucun câble rectiligne n'a présenté le moindre signe de défaillance qui eut été immanquablement décelé grâce aux moyens très précis de contrôle qui ont été mis en place.

Tous les câbles retirés des gaines ont été examinés, les cassures se localisaient tantôt au voisinage d'une extrémité du câble (à 1 ou 2 m à l'intérieur de la gaine), quelquefois aux deux extrémités, et étaient un peu moins fréquentes au coeur du câble que sur la périphérie. Les fils étaient rouillés en particulier dans la zone des cassures, mais la quasi totalité des ruptures fragiles s'étaient propagées par effet d'entaille à partir de lunules de corrosion fissurante invisibles à l'oeil nu, surtout localisées au voisinage des zones de rupture, et qui fragilisaient le fil restant. On peut supposer que dans le processus de vieillissement (ou de détérioration) d'un fil sous tension, tout se passe



comme si l'allongement de rupture diminuait avec le temps, le fil se rompant lorsque l'allongement de rupture atteint l'allongement de précontrainte.

Deux remarques supplémentaires valent la peine d'être mentionnées :

- Alors qu'à partir de 1961 le séchage des gaines était assuré, certains câbles sur lesquels une détérioration avait été constatée ont continué à se détériorer, tandis que certains autres n'ont plus évolué ; il semble que lorsque le processus de fragilisation a atteint un certain seuil, il se poursuive quelle que soit la qualité de la protection.
- La deuxième remarque est que les câbles retirés présentaient, au moment de leur enlèvement, une certaine force correspondant à un certain allongement. Or, sur 3 câbles, on a comparé cette force à la force correspondante de l'ensemble des fils élémentaires en fonction de l'allongement. La force déduite des essais de fils était de 20 à 40 % plus faible que celle mesurée à l'enlèvement ; ceci semble indiquer qu'entre le moment où le câble a été retiré et le moment de l'essai (période de plusieurs mois) malgré les conditions de conservation convenables (nef pile) la détérioration s'est poursuivie en l'absence de tension. Mais, une autre explication plausible est que, lors des manoeuvres d'enlèvement et de manutention des câbles détériorés, de nouveaux fils se sont rompus.

Dans ces conditions, il fut décidé de conserver le balayage d'air sec comme moyen de protection en réalisant un balayage permanent à l'intérieur des gaines et de compléter ces précautions de conservation par un dispositif de contrôle de la tension de chacun des câbles.

A noter que le balayage d'air sec doit être jugé sous un point de vue économique seulement, non du point de vue sécurité, en effet, on peut conserver à l'ouvrage le même degré de sécurité en remplaçant au fur et à mesure les câbles avariés. Telle n'est pas notre idée, évidemment, mais nous voulons attirer l'attention sur la différence entre les notions de sécurité et de conservation.

Les têtes des câbles reposant sur 3 cales, il fut décidé de remplacer une des cales par un dynamomètre. Ce dynamomètre (fig. 4) est constitué par une pièce de métal percée de trous pour la rendre plus déformable, auscultée par 4 extensomètres à corde vibrante, la charge appliquée sur le dynamomètre étant centrée par des disques en caoutchouc néoprène maintenus par des frettes.

Ce dynamomètre se présente extérieurement sous la forme d'un disque de 50 cm de diamètre et de 14 cm seulement de hauteur totale. Sa précision et sa sensibilité sont excellentes, mais les 2 cales non dynamométriques étant en béton, la répartition des forces sur les 3 cales est mal connue, varie d'un câble à l'autre et évolue même légèrement pendant les premiers temps suivant la mise en place (fig. 5 et 6). Le dispositif global, s'il reste extrêmement sensible, ne peut être considéré comme un appareil de mesure absolu de la tension. Il permet de constater les variations réversibles de tension des câbles de précontrainte au cours du fonctionnement du réacteur. Il permettrait par des discontinuités de mesure, de déceler la rupture d'un seul des quelques 700 fils d'un câble rectiligne quelconque (fig. 7).

L'enseignement à tirer des incidents sur les câbles de précontrainte qui ont conduit dans un laps de temps de onze ans à remplacer 5 câbles rectilignes sur plus de 200 câbles est le suivant :

La protection par balayage permanent d'air sec est un procédé efficace à condition qu'il intervienne dès la mise en place des câbles ; la conservation excellente au cours des 6 dernières années sur les câbles présumés sains en est la démonstration. Des gaz autres que l'air, ou des liquides, pourraient être utilisés s'il était possible d'assurer l'étanchéité aux extrémités des gaines ou un mouillage parfait des fils par le liquide utilisé ; il semble, pour le moment, que le balayage d'air sec soit le procédé le plus pratique.

La vérification de la tension par dynamomètre permet un contrôle permanent et simultané. Ce contrôle constitue la vérification même de la sécurité de l'ouvrage.

Le contrôle de la tension d'un câble pour vérifier son intégrité sur toute la longueur est valable même s'il existe un faible degré de liaison des fils entre eux, mais ne peut pas avoir de sens, dans le cas d'un câble cerce, s'il existe un frottement entre le câble et son support, c'est-à-dire dans le cas de G2/G3, entre le patin et la glace.

Or, au moment de la construction de G2/G3, des précautions peut-être excessives, furent prises pour la protection contre les radiations, et les murs de protection des dispositifs d'évacuation du combustible irradié furent liés à la paroi du caisson, enveloppant un certain nombre de tronçons de câbles déjà tendus qui échappaient ainsi à tout examen. Malgré les précautions prises pour éviter le blocage localisé des patins sur les glaces, le coefficient de frottement apparent des patins sur les glaces, dans les zones enrobées, s'est avéré assez dispersé. Or le contrôle de la tension par dynamomètre ne peut donner d'indication valable en ce qui concerne l'intégrité du câble que dans la mesure où le coefficient de frottement reste faible, l'apparition d'un défaut de qualité d'un câble se traduisant en outre par un mouvement relatif des patins voisins sur leurs glaces.

Lorsque toutes les têtes des câbles de précontrainte furent équipées d'un contrôle dynamométrique, on était conscient que l'efficacité du contrôle pour les câbles cerces dépendait de la permanence d'un très faible coefficient de friction patin sur glace ; le contrôle était par conséquent douteux pour les câbles partiellement entourés de béton. Il fut décidé de supprimer tous les bétons non indispensables à la protection biologique et d'installer sur les câbles encore partiellement enrobés un système de mesure des déplacements éventuels des patins sur leurs glaces.

Par ailleurs, au moment de ces travaux on constata que sur quelques câbles cerces et en particulier sur le C 24 de G.2, plusieurs fils extérieurs du câble étaient rompus dans les zones cachées par le béton ; le câble n'était pas enrobé mais entouré de ciment et théoriquement isolé de celui-ci (en réalité, la laitance avait plus ou moins pénétré dans le vide interstitiel qui n'était ni séché ni ventilé). Des essais de mesure de friction furent entrepris sur différents câbles et il fut décidé de remplacer, à titre d'expérience, le câble C 24 de G.2 qui présentait le plus grand nombre de cassures de fils. Par la suite, le dépouillement du câble a montré que les fils cassés représentaient environ 4 % du nombre total des fils, qu'ils étaient presque tous groupés et que le pourcentage des ruptures fragiles obtenues lors des essais brin par brin était inférieur à 10 %. Il faut ajouter que ces ruptures fragiles se sont produites avec des allongements de rupture relativement élevés (supérieur à 2 %) donc largement plus élevés que l'allongement normal du câble sous l'effet de la précontrainte, les forces de rupture de ces fils étaient pratiquement inchangées.

Cette analyse a prouvé que le câble de précontrainte en question ne présentait, au moment de sa dépose, aucun danger pour la sécurité du caisson et qu'il aurait fort bien pu être conservé sous surveillance.

Le contrôle des cales dynamométriques montre des variations permanentes, d'amplitude très petite d'ailleurs, de la tension des câbles de précontrainte, non seulement en fonction de la pression intérieure, mais surtout de la température intérieure et de la température extérieure ambiante. Mais, si les relevés pour un câble isolé paraissent impossible à interpréter en raison de la multiplicité des facteurs transitoires, les relevés de tous les câbles considérés comparativement présentent un magnifique parallélisme.

## INSTRUMENTATION DU CAISSON ET MESURE DES DEFORMATIONS

Le caisson comporte un certain nombre d'appareils de mesure.

Les plus importants pour l'exploitant sont les thermocouples qui permettent de surveiller la montée en température ou le refroidissement du caisson. L'application des consignes de sécurité est basée sur la surveillance des températures de la paroi et de la peau d'étanchéité, à titre d'exemple on trouvera sur la figure 8 l'évolution de la température de la paroi du cylindre lors d'une montée en température et sur la figure 9 la phase de refroidissement du caisson.

D'autres instruments de mesure ont été placés dans le béton, en particulier des témoins sonores. Ces appareils fonctionnent toujours parfaitement depuis 12 ans, mais l'interprétation des résultats s'avère assez délicate car le caisson n'est jamais en équilibre thermique, en effet la température de la nef pile varie de façon très notable, non seulement avec les saisons, mais parce qu'il suffit d'ouvrir la porte de la nef pile pour modifier de plusieurs degrés sa température (en particulier à cause du mistral). Par ailleurs, la température est loin d'être homogène dans la nef pile et il existe couramment une différence de température de 20°C entre la base et le sommet du réacteur ; de plus, la paroi du réacteur comporte beaucoup moins d'éléments de symétrie et beaucoup plus de points singuliers qu'un réacteur à axe vertical.

On vérifie donc seulement la continuité des mesures des témoins sonores, sans prétendre en déduire la modification des contraintes. On suit plus particulièrement les témoins situés au voisinage de la tôle intérieure, moins influencés que les témoins de l'extrados par les cycles journaliers ou saisonniers de température.

Parallèlement, des mesures de déformation sont faites par stéréotopographie. Là encore, ces mesures de déformation se sont avérées dépendre beaucoup plus de la température de la nef pile que de l'état de marche ou d'arrêt du réacteur. Elles sont faites à la même saison, mais on se contente de vérifier que les déplacements des repères restent du même ordre de grandeur que ceux précédemment enregistrés ; vous trouverez en fig. 10 un exemple de relevé stéréotopographique du caisson G.2.

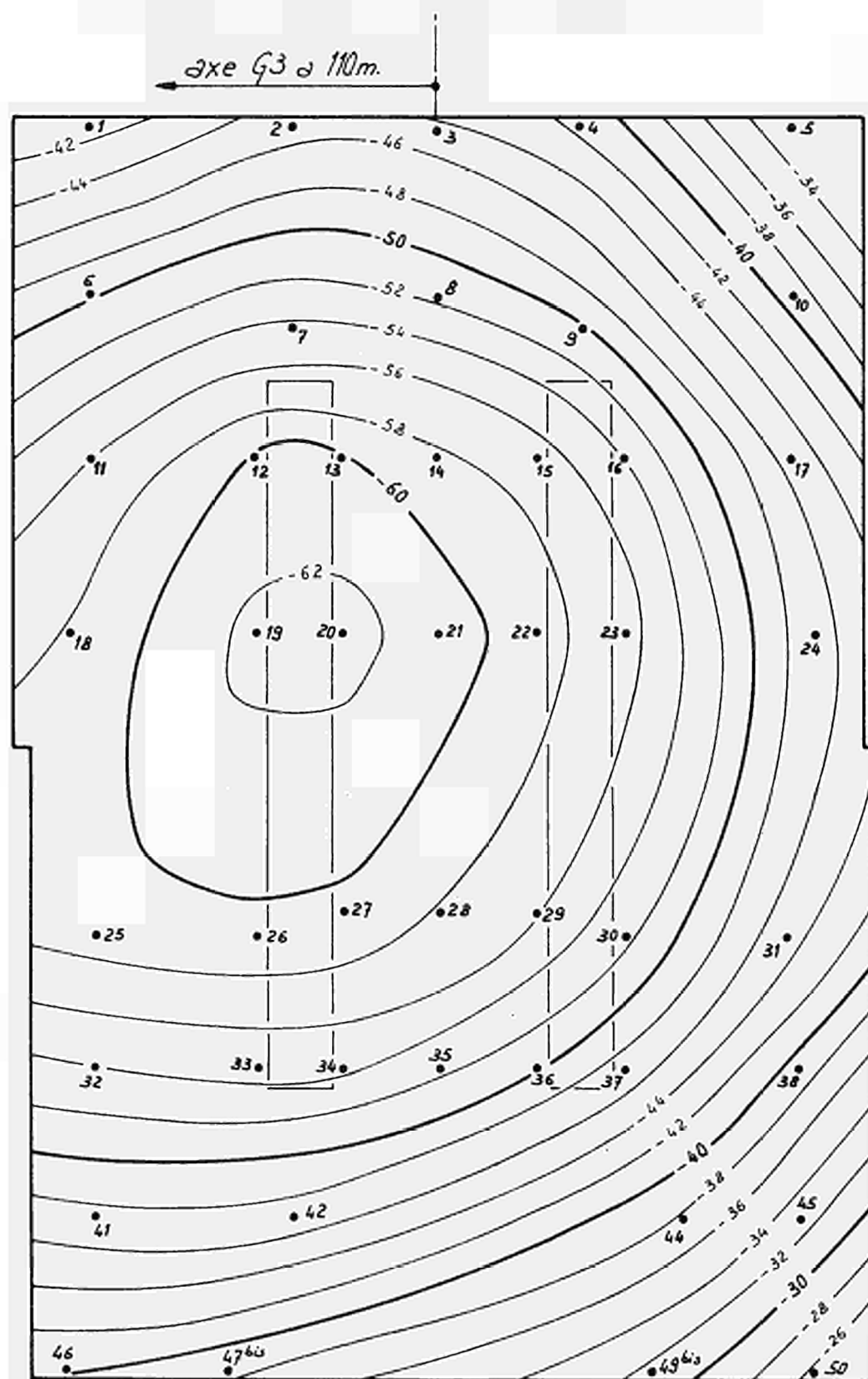
Aucun appareil de mesure n'a été placé dans le béton pour mesurer la variation d'hygrométrie.

## CONCLUSION

Comment conclure sinon par un satisfecit sans réserve, en effet, après onze années d'exploitation, les caissons de G2/G3 sont capables de mêmes performances qu'au moment de leur construction, ils n'ont donc pas vieilli. Les forces de précontrainte sont connues à tout moment avec exactitude, ce qui procure à l'exploitant une grande tranquillité d'esprit.

Bien sûr, il y a eu quelques incidents de parcours, mais ceux-ci n'ont jamais compromis la marche des installations et les quelques 3 % des câbles de précontrainte qu'il a fallu remplacer ne condamnent en rien la solution câbles libres et balayage d'air sec, bien au contraire, car l'absence d'incidents depuis la date de fonctionnement effectif de l'installation de balayage en air sec est la preuve à la fois de sa nécessité et de son efficacité.

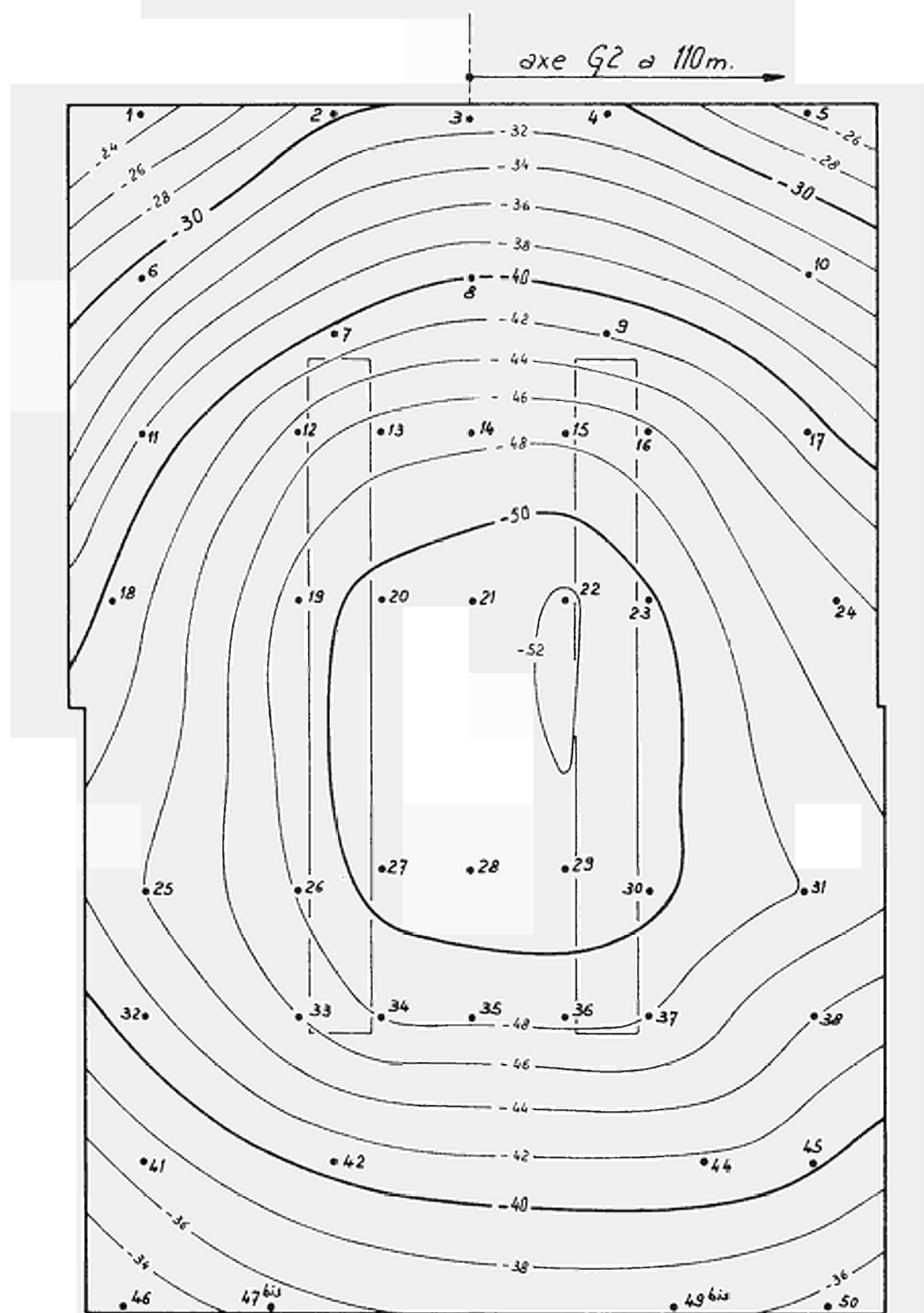
# TASSEMENT DU RADIER PRINCIPAL DE G2 entre Octobre 1956 et Février 1969.



Echelle 1/300

Figure 1

# TASSEMENT DU RADIER PRINCIPAL DE G3 entre Octobre 1956 et Février 1969.



Echelle 1/300

Figure 1'

TASSEMENT EN FONCTION DU TEMPS DE LA  
DALLE SUPERIEURE DES RADIERES G2, G3.  
(Moyenne de tous les points nivelés)

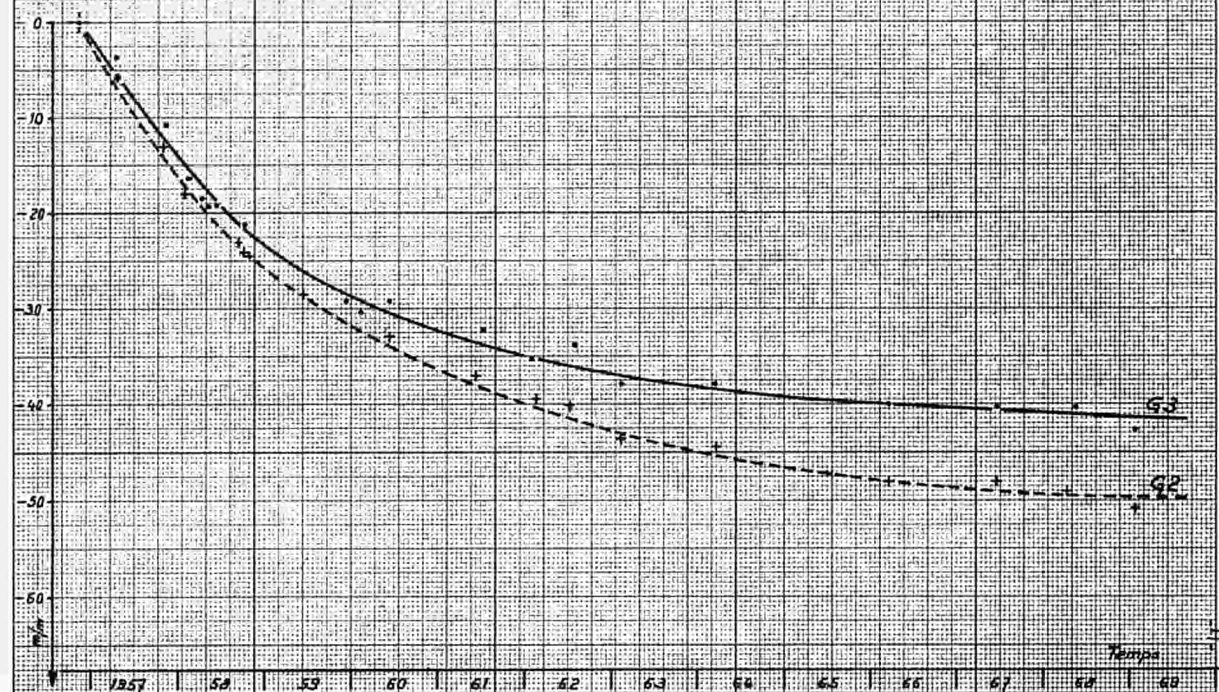


Figure 2



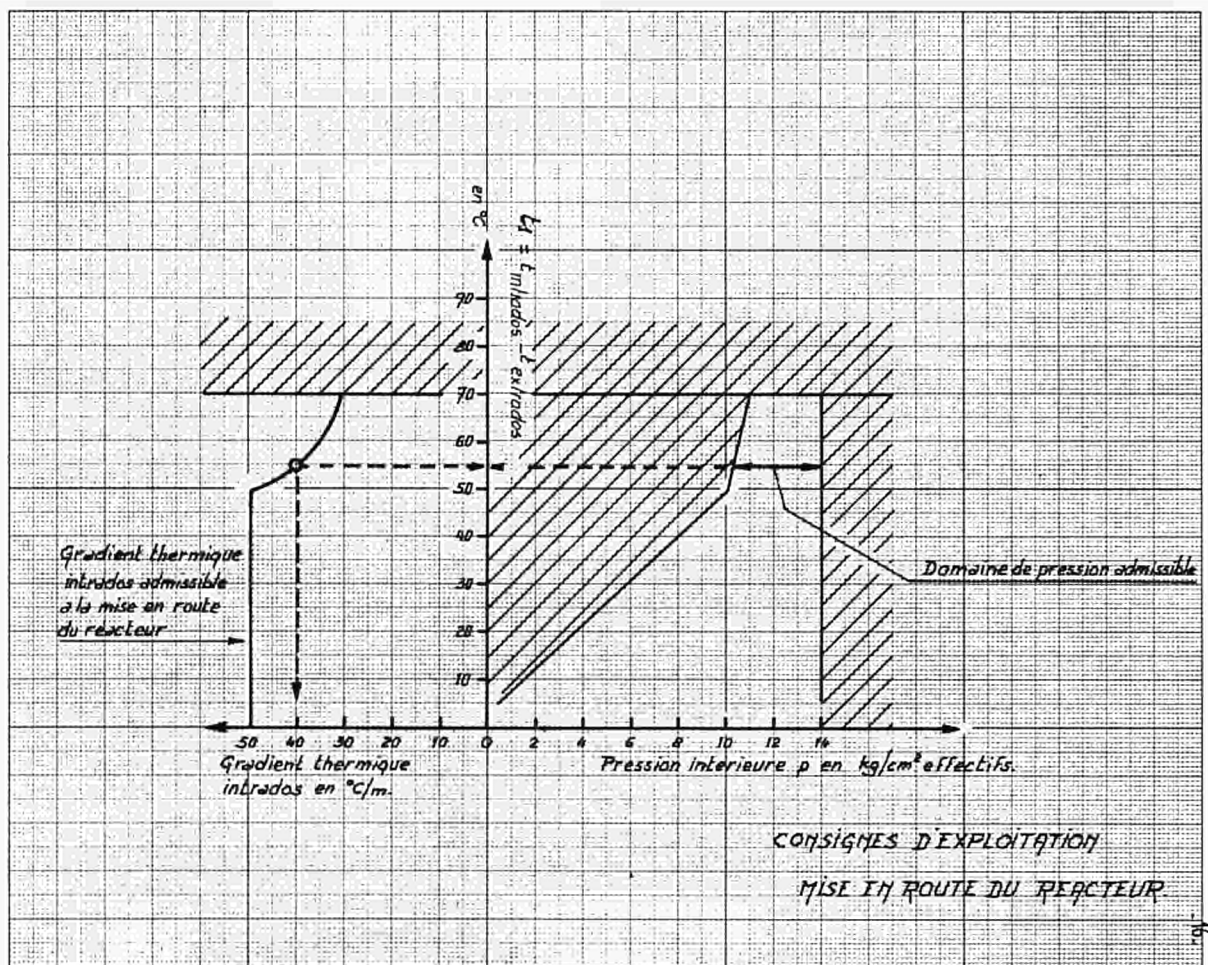


Figure 3

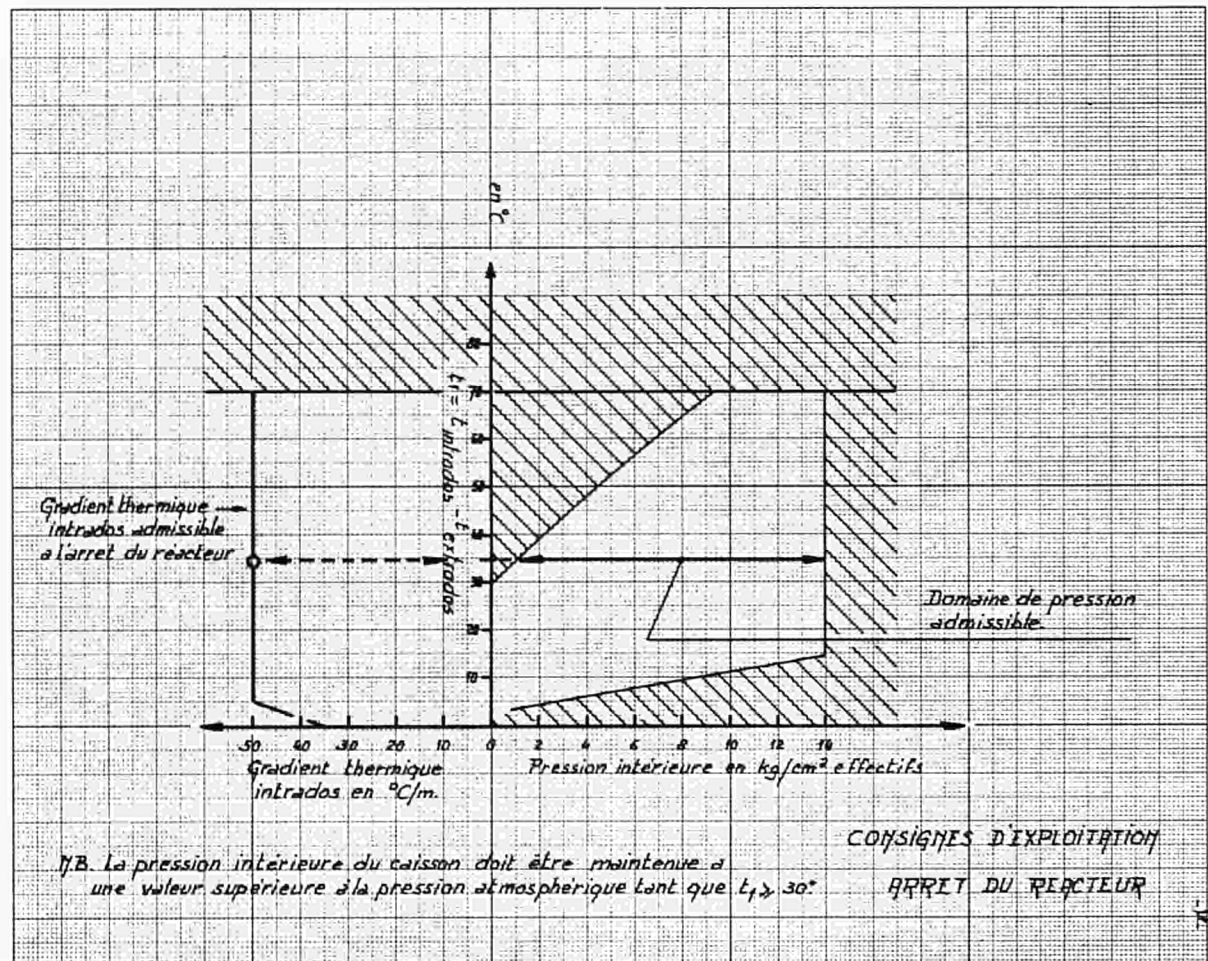


Figure 3

— CALE DYNAMOMETRIQUE —



Figure 4



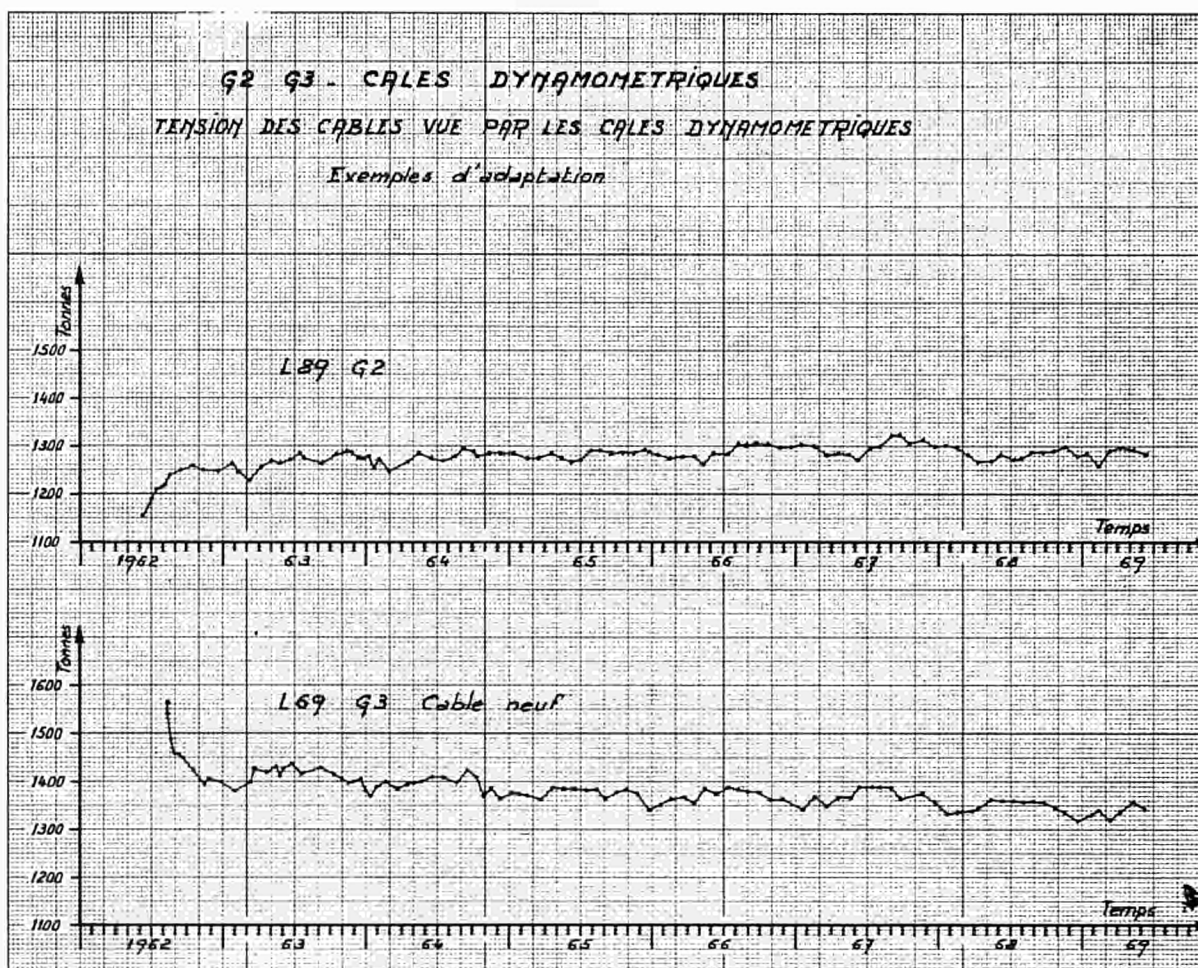


Figure 5

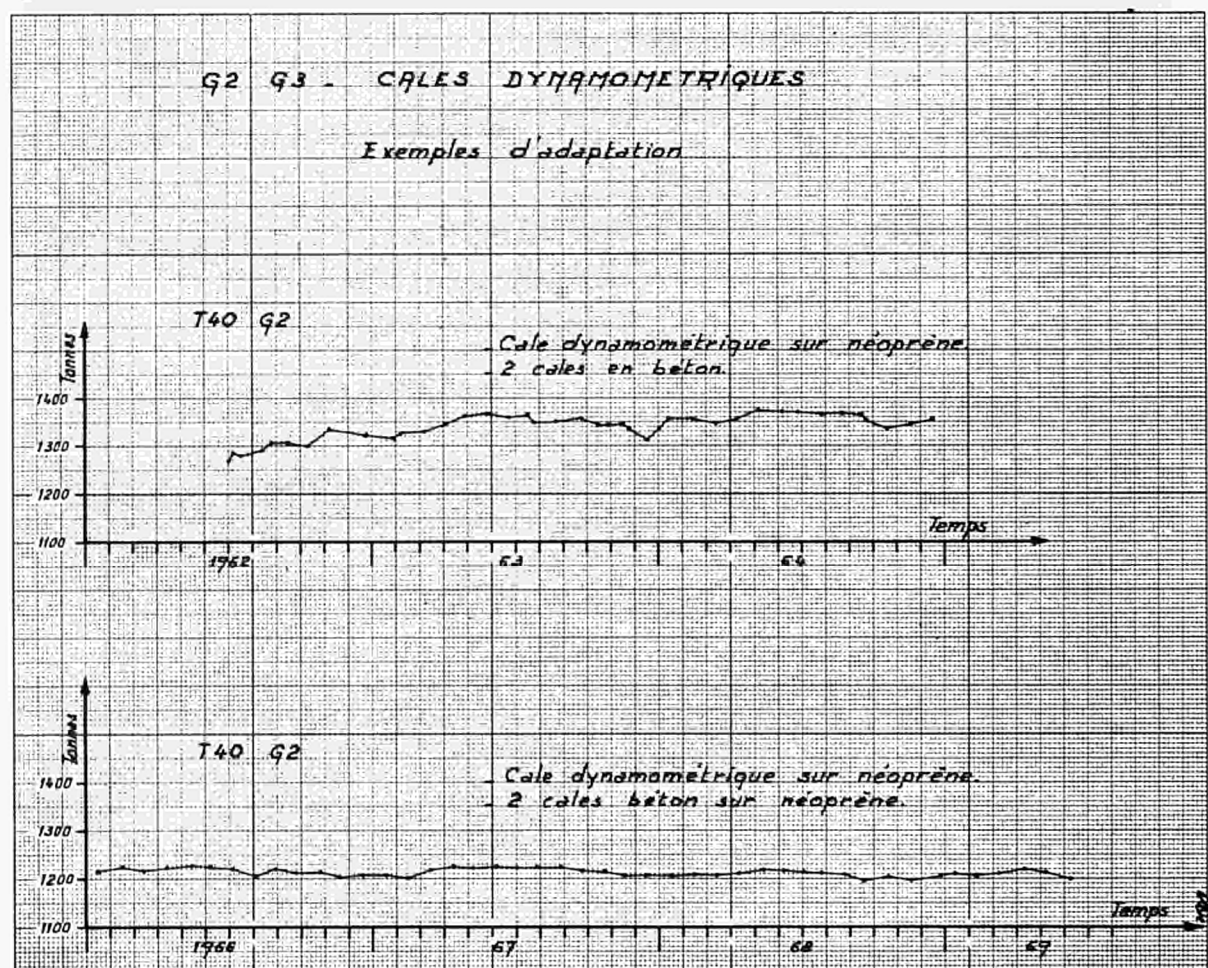


Figure 6

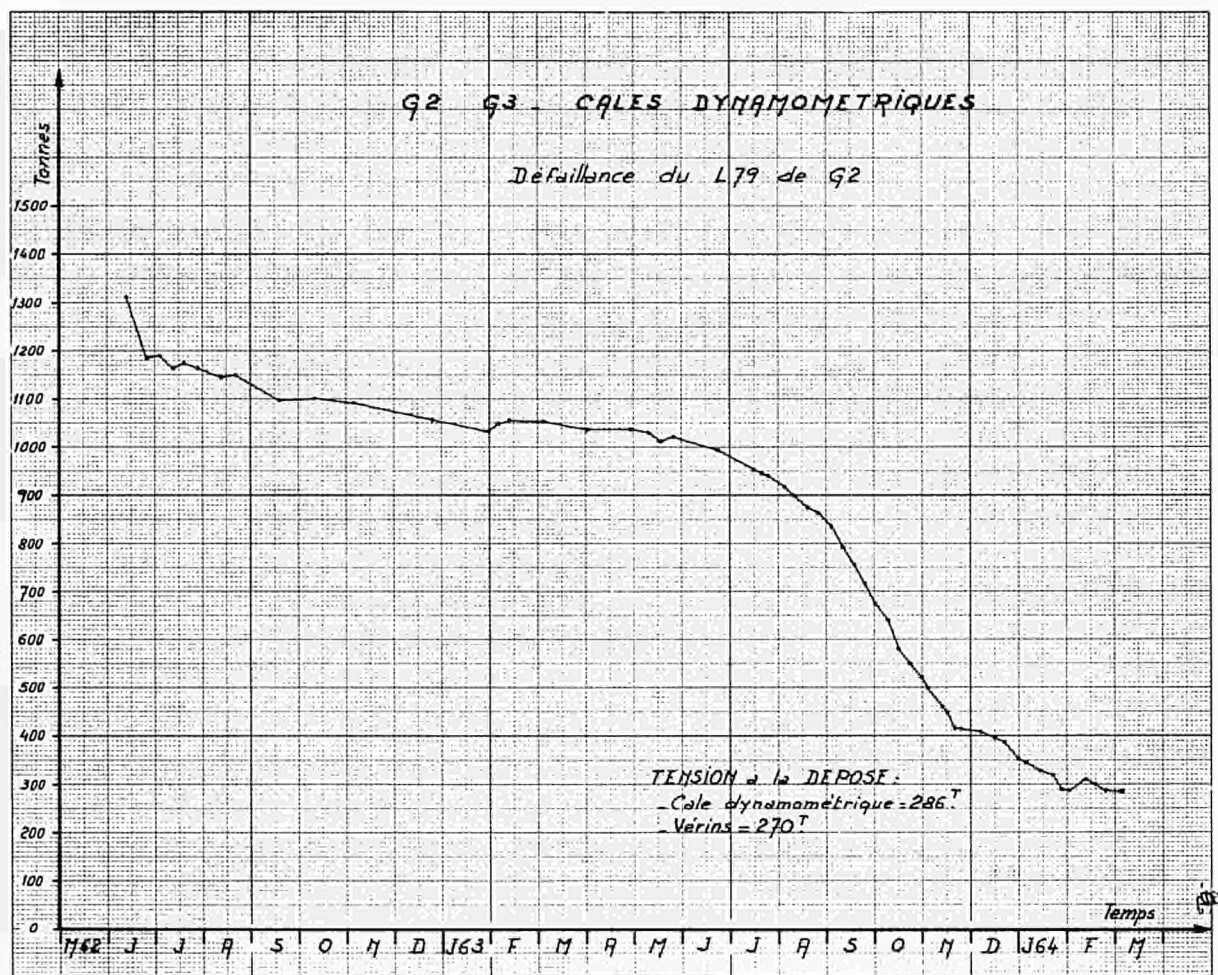
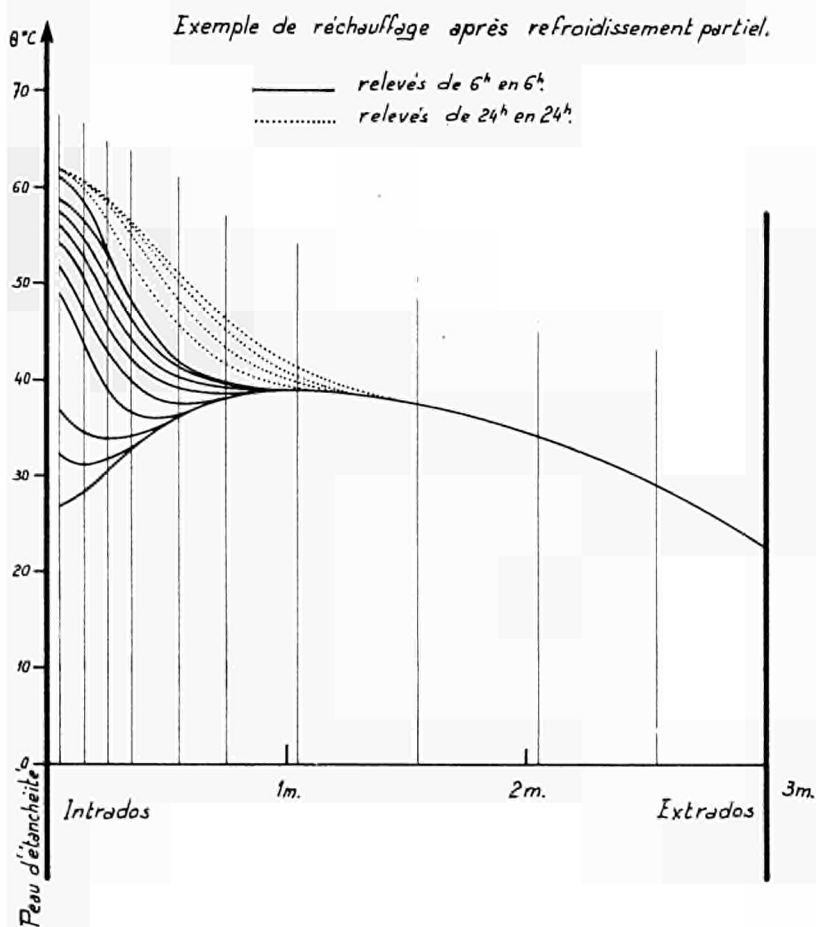


Figure 7

Figure 8 REACTEUR G2



# REACTEUR G2

Exemple de refroidissement partiel du béton.

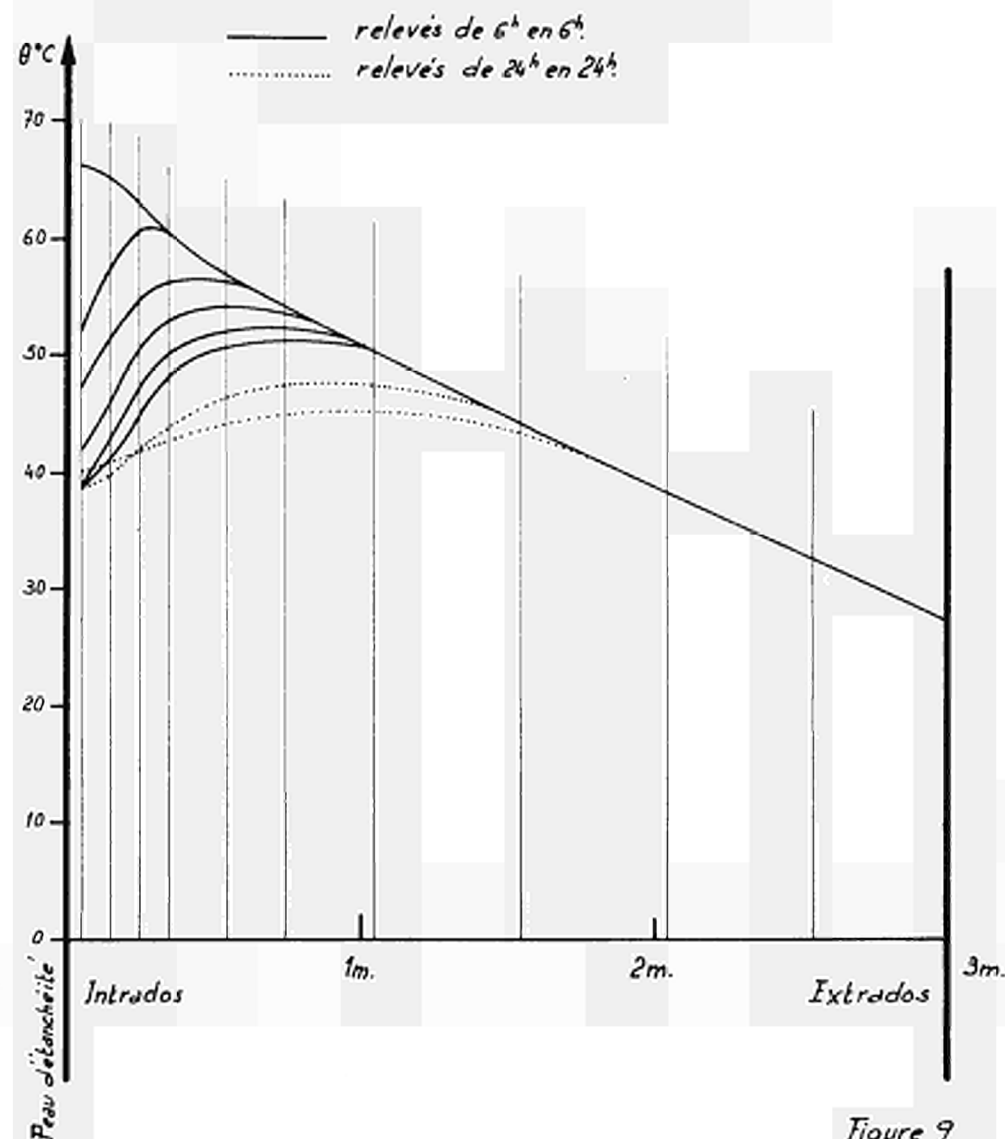


Figure 9

# STEREOTOPOGRAPHIE

Déformations du caisson G2  
entre l'origine: — et Avril 68: —.

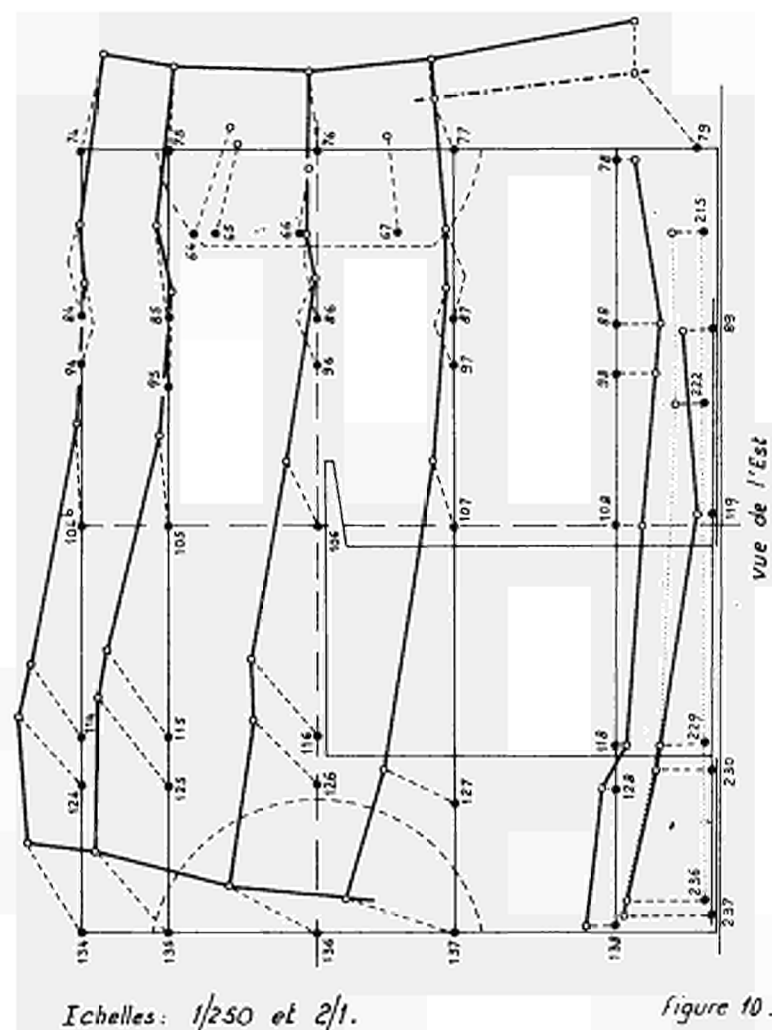


Figure 10.

Diskussion - Discussion - Discussione - Beraadslaging

13. 11. 1969

(no. 3, 4, 5)

KINKEAD - Dragon Project: I have a question and a comment to Paper No. 5 concerning the pod wall designed vessel; I would like to ask whether on the liner cooling system of such a vessel the BNDC designers have concluded it necessary to set the temperature of the pod liner at a lower value than the temperature of the inner liner cavity of the vessel. I would like to know whether this is an inherent feature in their design for this vessel. - The second is a comment relating to the final remarks of their paper. This type of vessel certainly has proved interesting to the HTR, it might be of interest to some of the delegates present, to know that Euratom has also appreciated this fact and since the Dragon paper presented at the London conference a couple of years ago on prestressed vessels, Euratom have sponsored a small test programme at ISMES on this type of pod vessel. Dr. Scotto of ENEL is here today and might be able to say something further about this later in the conference when model tests are discussed. Finally, I should like to congratulate BNDC and Taylor Woodrow for their development of the wire winding system which has helped to give this pod wall vessel a considerable economic boost, particularly in their wire locking patent, which some of you may have seen.

WILLIAMS - British Nuclear Design and Construction: I should like to answer Mr. Kinkead's question about the temperature of the liners in the pod boiler design. We find that the temperature of the pod liner does not have a very strong influence over the vessel stressing, but we have arranged that the nominal temperatures shall be similar to those along the main liner, I think, as far as I remember, the only difference is that the main liner runs slightly hotter, a few degrees hotter, in the centre region when nuclear heating in the concrete has an effect. I should also say rather, that since it is possible to operate the reactor with pairs of

boilers taken out of service, and this means that the temperature of the gas in the pod changes significantly, we do arrange for the temperature of the boiler liner to be kept constant, regardless of variations in the reactor conditions.

SCOTTO - ENEL: Signor Presidente, Signore e Signori, mi riferisco alla memoria n. 4 di M. Costaz e in particolare al problema della prova dei contenitori al termine della costruzione. Dall'esperienza generale ricavata dalle prove sui materiali e in particolare sui modelli si osserva: 1. - che occorre seguire non meno di tre cicli di pressione prima di ottenere l'assestamento della struttura (cavi e calcestruzzo) e quindi la ripetibilità delle misure lette sugli strumenti applicati al mo dello. 2. - che si verificano dei fenomeni di isteresi importanti che devono essere interpretati per la definizione dei dati di prova e che sono dovuti ai cavi e al calcestruzzo. Io vorrei chiedere cortesemente a M. Costaz un commento al riguardo con particolare riguardo alla definizione del modulo di elasticità reale sul contenitore, nelle varie direzioni (per il controllo dei calcoli di progetto).

COSTAZ - EDF: Je dois dire que nous n'avons pas recherché autant de précisions du moins ne les ai-je pas toutes présentes à l'esprit. Si vous le voulez bien, je vous répondrai par écrit.

#### Réponse écrite

L'évaluation du module de déformation résulte de la comparaison entre les mesures de déformations faites sur témoins sonores et les contraintes calculées correspondantes. Etant donné la forme hexagonale extérieure du caisson, ceci ne peut être valablement tenté que dans la section horizontale moyenne du cylindre; il est alors possible de considérer le cylindre comme infini et le calcul des contraintes devient possible avec un code bidimensionnel; partout ailleurs, le calcul ne peut être qu'approché.

Dans cette zone, nous disposons de 2 points de mesure dans le sens vertical ce qui est insuffisant pour fournir une valeur moyenne avec une bonne précision. Dans le sens horizontal circonférentiel nous disposons de 4 points de mesure; on peut alors définir un module de déformation correspondant à la moyenne des 4 points. La dispersion est de l'ordre de 10 %.

Le calcul a été fait pour les deux premières montées en pression à 25 bars. La valeur de 350.000 bars indiquée p. 14 est la moyenne des modules trouvés dans ces deux cas. La deuxième montée en pression donne des valeurs légèrement plus faibles mais la différence n'est pas significative et reste dans la marge d'imprécision de la mesure. Les mesures suivantes n'ont pas encore été dépouillées.

FURBER - The Nuclear Power Group Ltd: On figure 13 of paper 4 is given the total heat loading of the liner cooling system. This information is of very limited interest to the designer of the insulation. What we are really interested in, is the local liner temperature. I would therefore ask: How many liner thermocouples were used? Where were they positioned, and did any high temperatures arise? Furthermore, how were the punice blocks sealed to the liner and what sealing was used between the blocks?

COSTAZ - EDF: Comme vous avez pu le voir sur les diapositives que je vous ai présentées, le circuit de réfrigération est constitué en partie courante de tubes 1" soudés sur la peau d'étanchéité. La distance entre ces tubes est de 30 cm. La température moyenne de la peau est variable entre l'été et l'hiver, puisqu'elle varie comme la source froide qui est la Loire. Toujours en partie courante elle est de l'ordre de 10° C en hiver et de 30° C en été.

La différence de température entre un point de la peau d'étanchéité situé au droit d'un tube et un point situé à mi-distance de deux tubes est de l'ordre de 4° C. Du point de vue



mesure des températures, 428 thermocouples Cuivre-Constantan sont répartis comme suit:

- 216 sur la peau d'étanchéité,
- 158 sur les traversées du béton,
- 44 dans le béton,
- 10 autour du caisson.

La plupart des thermocouples situés sur la peau ou sur les traversées sont localisés aux points indiqués par le calcul comme étant les plus chauds. Aucune température anormale n'a été relevée jusqu'ici.

La variation dans le temps de la quantité de chaleur qui traverse le calorifuge présente un intérêt certain pour l'exploitation de la centrale, surtout dans le cas d'un matériau comme le béton de ponce dont les caractéristiques sont susceptibles de varier dans le temps.

Pour répondre à la deuxième partie de la question, disons que l'ensemble de la paroi en béton de ponce forme un ensemble monolithique. Les pavés de 1 m x 2 m environ sont mis en place à l'aide d'un outillage spécial. Il sont ensuite jointoyés au mortier de ponce de telle sorte que la continuité de l'ensemble soit assurée. De cette manière, la paroi de calorifuge est auto-stable sous l'effet des contraintes thermiques.

- Dritter Teil : Werkstoffeigenschaften unter Einschluss des Beton-Verhaltens bei Temperatur und Strahlungseinwirkung; dreidimensionale Belastung.
- Part Three : Properties of materials, including the behaviour of concrete when subjected to temperature and radiation effects; threedimensional stress.
- Troisième section : Propriétés des matériaux, y compris tenue du béton aux contraintes thermiques et à l'irradiation; sollicitations tridimensionnelles.
- Terza parte : Caratteristiche dei materiali, compreso il comportamento del calcestruzzo sotto l'effetto della temperatura e delle radiazioni; sollecitazioni tridimensionale.
- Derde deel : Materiaaleigenschappen, met inbegrip van het gedrag van het beton onder de invloed van temperatuur en straling; driedimensionale belasting.



I. DE BESTRALING VAN MORTELPROEFSTUKKEN

J.A. HOUBEN

Reactor Centrum Nederland

II. INVLOED VAN BESTRALING EN VERHITTING OP  
DE STERKTE VAN MORTELS EN BETON

C.F. van DER SCHAAF

Verenigde Bedrijven Bredero N.V.

## I. DE BESTRALING VAN MORTELPROEFSTUKKEN

Medio 1967 is in de Hoge Flux Reactor te Petten door het Reactor Centrum Nederland een bestralingsexperiment met mortelproefstukken uitgevoerd. De opdrachtgever was de Verenigde Bedrijven Bredero N.V.

De opzet van de proef was de invloed van neutronen op de mechanische eigenschappen van enkele mortelsamenstellingen na te gaan.

Voor dit experiment, dat door een paar kleinere proeven is voorafgegaan, zijn 24 proefstukjes gemaakt, te weten vijf soorten mortel, waarvan twee soorten barietmortel, magnetietmortel, zandmortel en hollithmortel, terwijl vier proefstukjes geheel uit bariet bestonden. De capsule waarin de monsters bestraald werden had als afmetingen: 28 mm uitwendige diameter, 25 mm inwendige diameter, terwijl de lengte ca. 60 cm was. In deze pijpcapsule werden zes aluminium monsterhouders gemonteerd, die verbonden werden door staaldraden. Deze capsule vorm wordt in de Hoge Flux Reactor voor andere bestralingen ook gebruikt.

Figuur 1 is een tekening van een aluminium monsterhouder. Hier kan men zien dat het proefstukje aan twee zijden tegen de vlakke Al wanden behoort aan te liggen, terwijl een verschuiving in horizontale richting verhinderd wordt door twee dwarspennetjes.

Figuur 2 is een foto van twee houders die gevuld zijn met ieder vier monsters. Hier kan men zien dat het verschuiven in verticale richting verhinderd wordt door het monteren van twee Al dekplaatjes. Het viel bij de montage reeds op dat diverse monsters zeer strak en andere daarentegen vrij ruim in de houders pasten.

Tussen de monsterhouders werden vervolgens nikkel en cobaltfolies aangebracht voor het meten van de snelle en de thermische neutronenfluxen. Ook werd een chromel-alumel thermokoppel tussen de proefstukjes aangebracht.

Een schematische situatie van de monsterhouders in het element ziet men in figuur 3.

Rechts op de tekening is schematisch de snelle en thermische neutronenfluxverdeling in verticale richting uitgezet.

Na het aanbrengen van de zes monsterhouders in de pijpcapsule werd de capsule geevacueerd, daarna met helium gevuld, vervolgens dichtgelast en op lek beproefd.

Als bestralingspositie in de Hoge Flux Reactor werd positie A 2 gekozen. A 2 is een experimentpositie, waar bestraald kan worden in een Be reflectorelement.

Figuur 4 stelt een horizontale doorsnede door de kern van de H.F.R. voor. A 2 bleek qua neutronenflux een zeer bruikbare positie voor dit experiment. Als bestralingstijd is één cyclus van de H.F.R. aangehouden i.e. ca. 3 weken, nl. van 22 augustus tot 11 september 1967. Zoals uit figuur 3 blijkt werden de neutronenfluxen op 5 plaatsen bepaald, hetgeen een goed beeld gaf over de plaatselijke situatie. De thermische neutronenflux bedroeg  $3 \times 10^{13}$  tot  $10^{14}$  per cm<sup>2</sup> per sec., terwijl het aantal snelle neutronen per cm<sup>2</sup> per sec ongeveer 3 keer zo laag lag.

De maximale temperatuur die het thermokoppel heeft aangewezen is 88°C geweest. Ongetwijfeld zal de temperatuur in de proefstukjes en vooral in het centrum hiervan hoger zijn geweest. De plaatselijke nucleaire verwarming was n.l. vrij hoog, te weten ca. 2,5 W/gram, terwijl de warmtegeleiding van de materialen vrij slechts is, hetgeen in een flinke temperatuurgradient moet resulteren.

Tevens was door de ruwheid van de proefstukjes het aanrakingsoppervlak met het aluminium vrij klein. De temperatuur in het midden van de proefstukjes is daarom slechts te schatten, maar globale berekeningen hebben uitgewezen dat deze temperatuur ca. 150-200°C heeft bedragen.

Tijdens het openzagen van de bestraalde capsule in het laboratorium voor sterk radioactieve objecten op ons centrum te Petten bleken de houders, die de proefstukjes bevatten, zeer vast in de omhullingscapsule te zitten.

Dit moet ongetwijfeld veroorzaakt zijn door de uitzetting van de proefstukjes tijdens de bestraling, waardoor diverse monsters gebroken zijn. Tijdens het uittrekken van de houders bleken dan ook stukjes mortel tussen de houders en de capsule te zitten, waardoor het uittrekken zeer bemoeilijkt werd. Waarschijnlijk zullen tijdens het uittrekken nog enige monsters beschadigd of gebroken zijn door loszittende gruisdeeltjes.

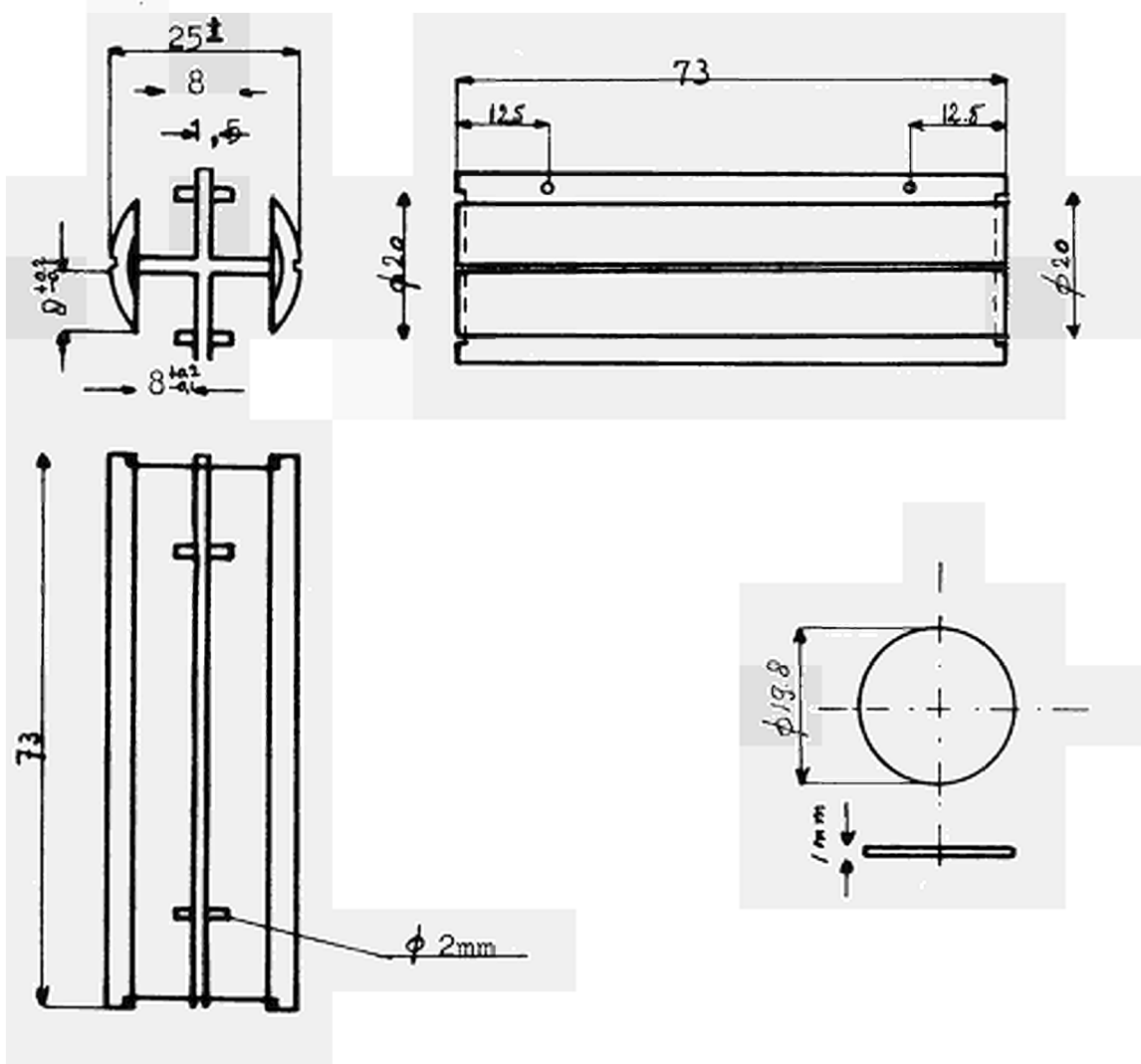
Bij inspectie van de gebroken proefstukken bleken velen gebroken te zijn op de plaats waar het pennetje uit de houder tegen de proefstukken heeft aangedrukt.

Na het demonteren zijn in dit laboratorium de mechanische eigenschappen bepaald.

Over de resultaten en de interpretatie hiervan wordt in deze voordracht niet ingegaan, omdat de resultaten vooral vergeleken moeten worden met de veranderingen van de mechanische eigenschappen van mortels, die dezelfde temperatuursbehandeling, maar dan zonder straling, ondergaan hebben.

De vergelijking tussen deze gegevens is door de fa. Bredero zelf uitgevoerd en zal dan ook door de heer van der Schaaf behandeld worden.

Bij een eventuele volgende proef zal vooral op de volgende punten gelet dienen te worden: de aanpassing van de capsule, met het oog op de uitzetting van de mortel, en de toleranties die redelijkerwijze haalbaar zijn bij het maken van de proefstukjes. Hierdoor zal het mogelijk zijn om meer reproduceerbare warmteafvoer te bereiken.



Materiaal... Al-2S

Per capsule 6 Houders en 12 plaatjes (Al-2S)

Monsterhouder Bredero Beton

Figuur 1



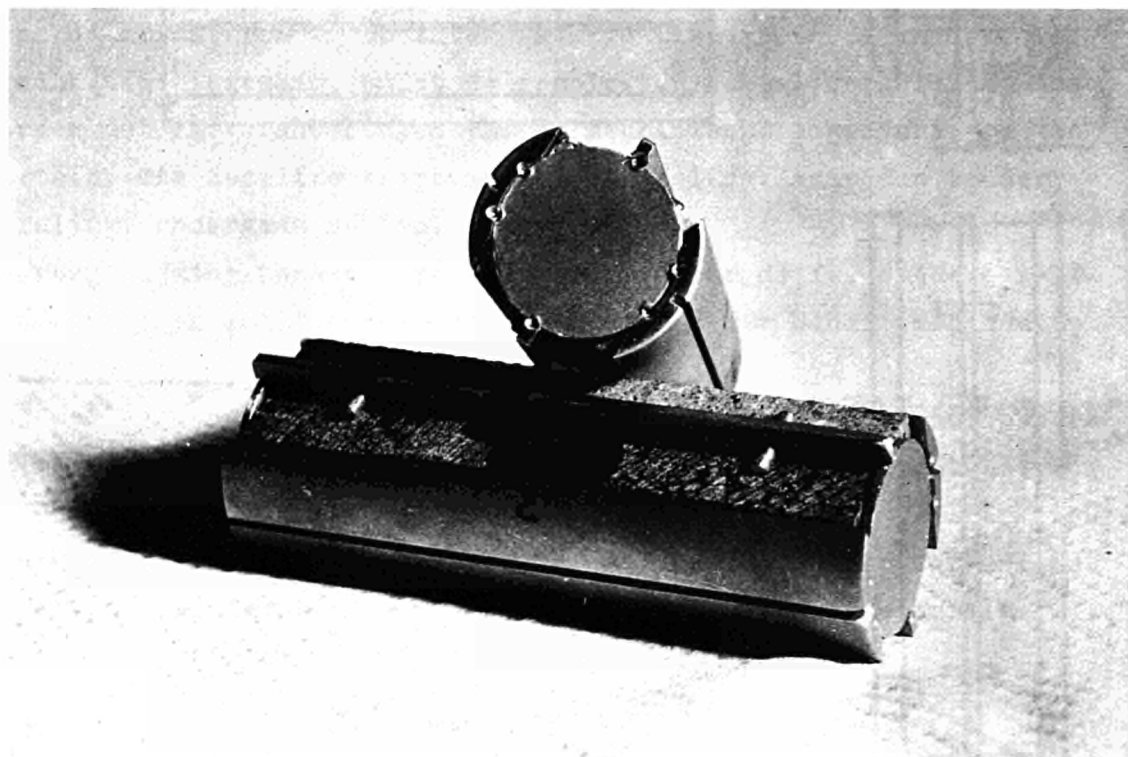
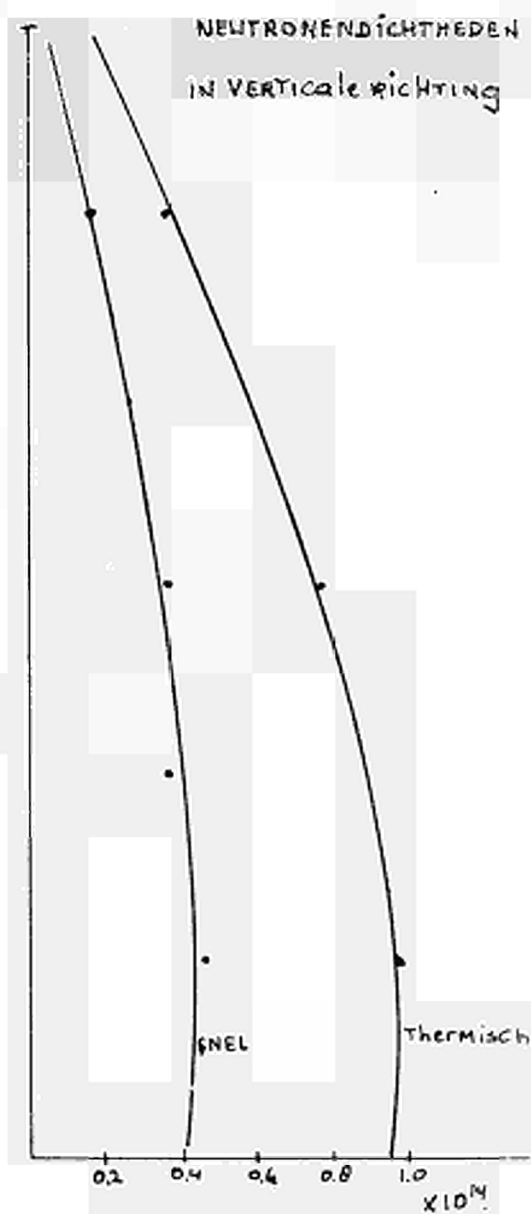
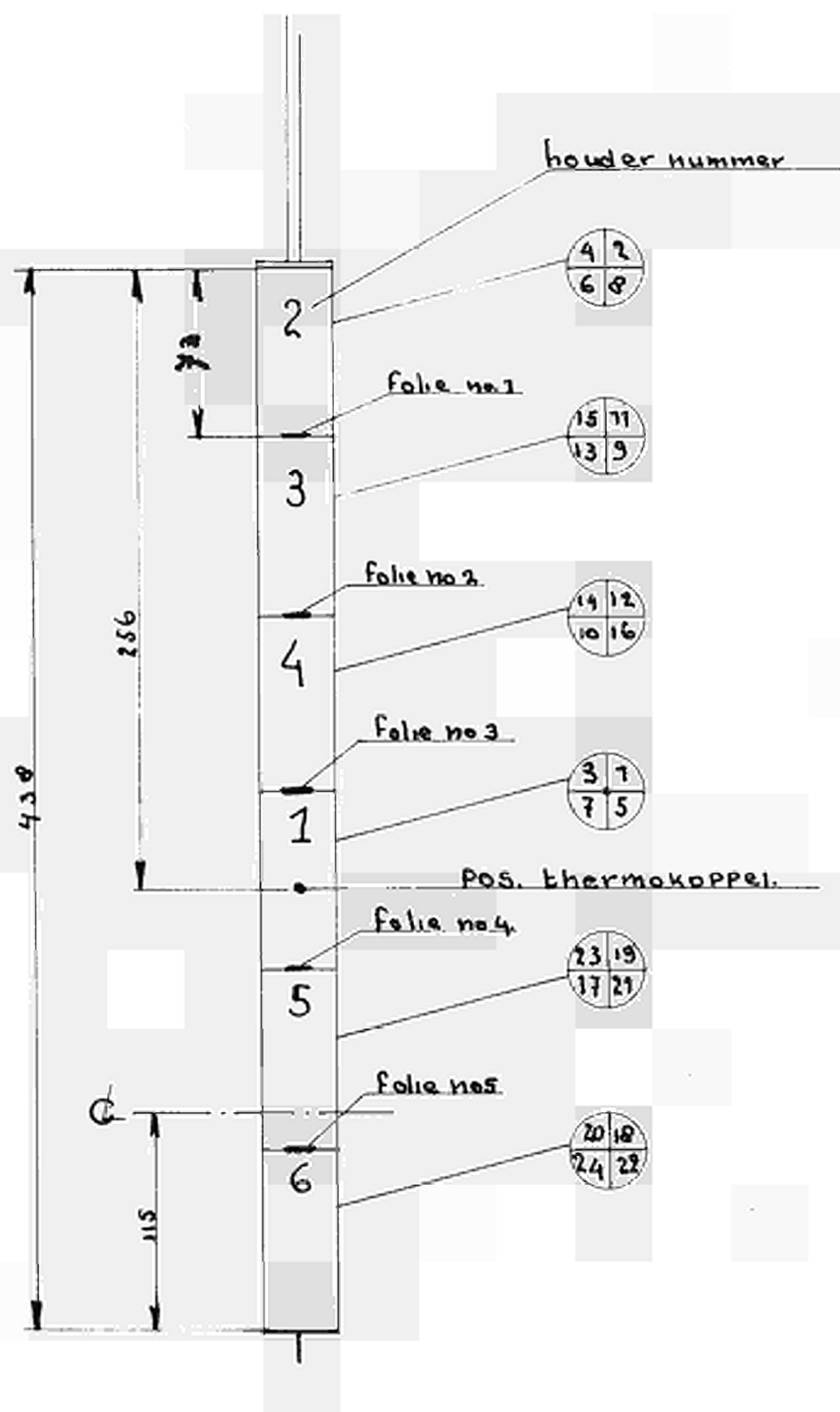
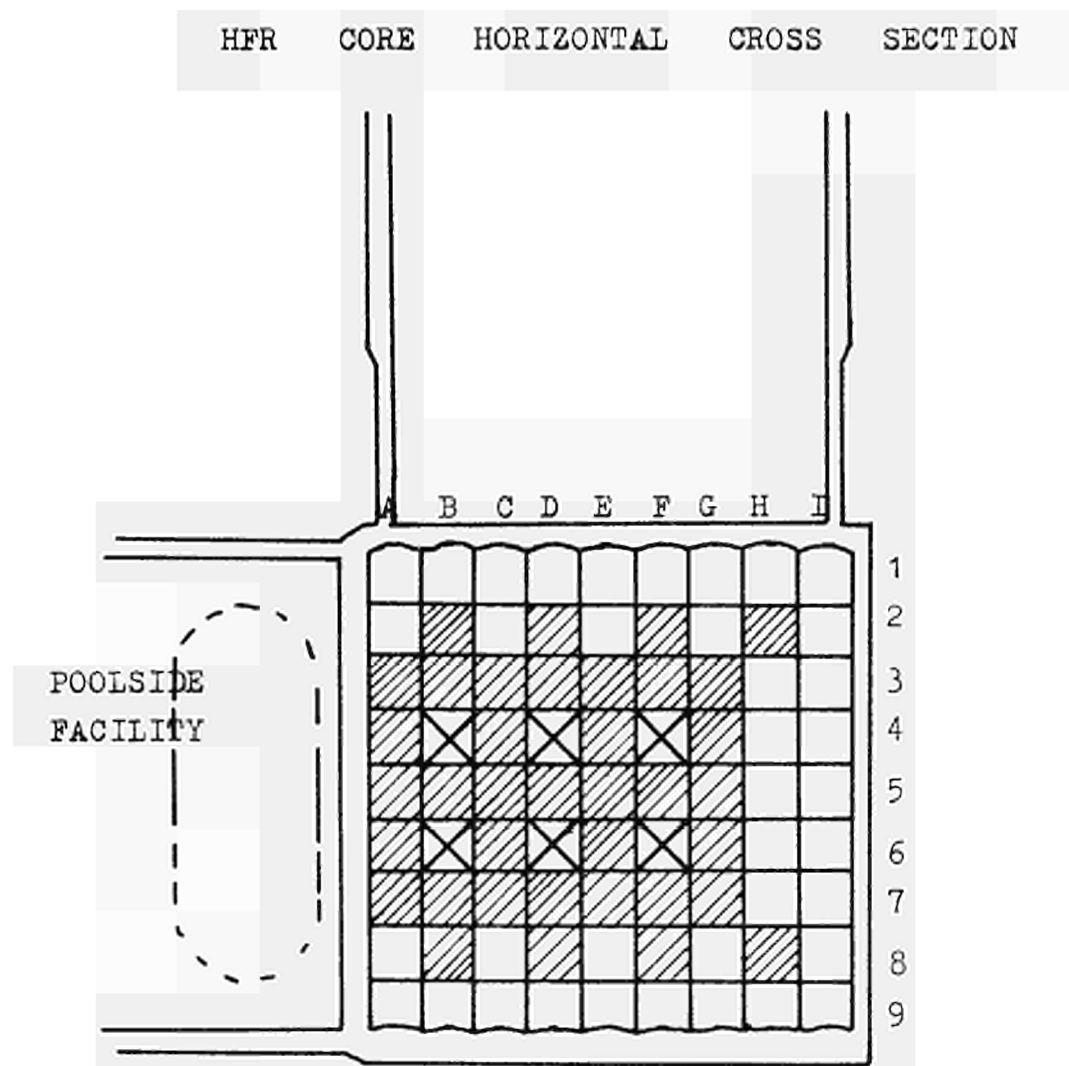


FIG. 2



B.B.B. capsule.



FIGUUR 4

## II. DE INVLOED VAN VERHITTING EN BESTRALING OP DE STERKTE VAN MORTEL EN BETON.

De bestraling van mortel of beton gaat steeds gepaard met een temperatuurverhoging alsgevolg van de plaatselijke nucleaire verwarming. Bij de uitgevoerde bestralingsproef bedroeg deze ca. 2,5 W/gr. De snelle neutronenflux tijdens de bestraling bedroeg 0,2 tot 0,5 x  $10^{14}$  n/cm<sup>2</sup>.sek. De totale dosis bedroeg 0,3 tot 0,8 x  $10^{20}$  n/cm<sup>2</sup>. Indien de mortelproefstukjes tijdens de bestraling waren geïsoleerd, dan zou de temperatuurverhoging te groot geworden zijn. De warmte moest dus afgevoerd worden.

Daar de warmteafvoer via de capsule plaats vond trad een temperatuurgradient op. In het midden van de proefstukjes bedroeg de temperatuur 150° à 200°C., terwijl de temperatuur van de capsule ca. 50°C bedroeg.

Om het effect van de bestraling te kunnen interpreteren, zijn mortelproefstukjes van dezelfde afmetingen en samenstellingen als de bestraalde, onderworpen aan een verhittingsproef met een tijdsduur gelijk aan de bestralingstijd (21 dagen).

Hierbij werd een temperatuurgradient opgewekt van dezelfde orde van grootte als bij de bestraling, door de proefstukjes ééNZijdig te verhitten. (zie figuur 1 en 2). De hoogste temperatuur bedroeg ca. 275°C, de laagste ca. 125°C.

In het kader van ons onderzoek, waarvan deze bestralingsproef het laatste deel is, zijn eveneens proefstukjes gelijkmatig verhit op 400°C, zodat het effect van de bestraling kan worden vergeleken met de effecten van twee thermische behandelingen.

Samenstelling van de monsters :

Serie	cement	cement- gehalte in g/cm <sup>3</sup>	toeslag	dichtheid in g/cm <sup>3</sup>	gebonden water in g/cm <sup>3</sup>
2	portland	0,625	bariet	3,04	0,100
6	hoogoven	0,630	bariet	2,92	0,086
8	portland	0,620	magnetiet	3,20	0,088
10	portland	0,600	hollith	1,60	0,104

Effekt van bestraling en thermische behandeling :

	dynamische E-modulus	breeksterkte	statische (buigings-) E-modulus
	$\frac{E}{E_0}$ (%)	$\frac{\sigma_B}{\sigma_{B_0}}$ (%)	$\frac{E}{E_0}$ (%)
barietmortel (p.c)			
- bestraling	58	69	55
- temp.grad. 275°-125°	75	71	65
- temp. 400°C	64	78	63
barietmortel (h.o.c.)			
- bestraling	66	100	82
- temp. grad. 275°-125°	59	45	66
- temp. 400°C	51	63	56
magnetietmortel (p.c)			
- bestraling	84	78	80
- temp. grad. 275°-125°	87	84	100
- temp. 400°C	82	74	90
hollithmortel (p.c.)			
- bestraling	100	100	87
- temp.grad. 275°-125°	75	85	80
- temp. 400°C	59	68	56

De breeksterkte van de toegepaste proefstukjes van 8 x 8 x 70 mm vertoont voor niet verhitte en onbestraalde monsters reeds een grote spreiding, zodat de effecten van bestraling en verhitting niet duidelijk zijn. Voor de statische elasticiteitsmodulus geldt dit in mindere mate.

De dynamische elasticiteitsmodulus is steeds vóór en na de bestraling of verhitting gemeten aan dezelfde proefstukjes en zal de effecten beter weergeven dan de breeksterkte en de statische elasticiteitsmodulus.

Bij een vergelijking van de gebruikte toeslagmaterialen valt het op dat bariet mortel veel minder bestendig is bij bestraling dan magnetietmortel. Ook bij de eerder uitgevoerde verhittingsproeven (die in 1967 zijn gerapporteerd) is dit gekonstateerd. Magnetietbeton bezit een veel grotere bestendigheid bij verhitting tot 400°C dan barietbeton.

De sterkte (E-modulus) van de onderzochte bariet- en magnetiet mortels werd door de bestraling ongeveer in dezelfde mate gereduceerd als door een thermische behandeling die overeenkomt met de tengevolge van de bestraling optredende thermische effecten.

Het geringe effect van de bestraling op hollithmortel kan worden verklaard door een geringere warmteontwikkeling in verband met de geringere dichtheid van het materiaal.

Het resultaat van de bestraling op de sterkte van bariet- en magnetietmortels kan daarom worden toegeschreven aan de invloed van de thermische effecten die het gevolg zijn van de straling. Het effect van verhitting tot 400°C is voor mortels echter aanzienlijk groter dan van verhitting tot 200°C, terwijl de effecten voor beton en mortels maar weinig verschillen.

Het effect van bestraling en verhitting tot 400°C op beton zal dus vrijwel geheel worden beheerst door het effect van de verhitting.

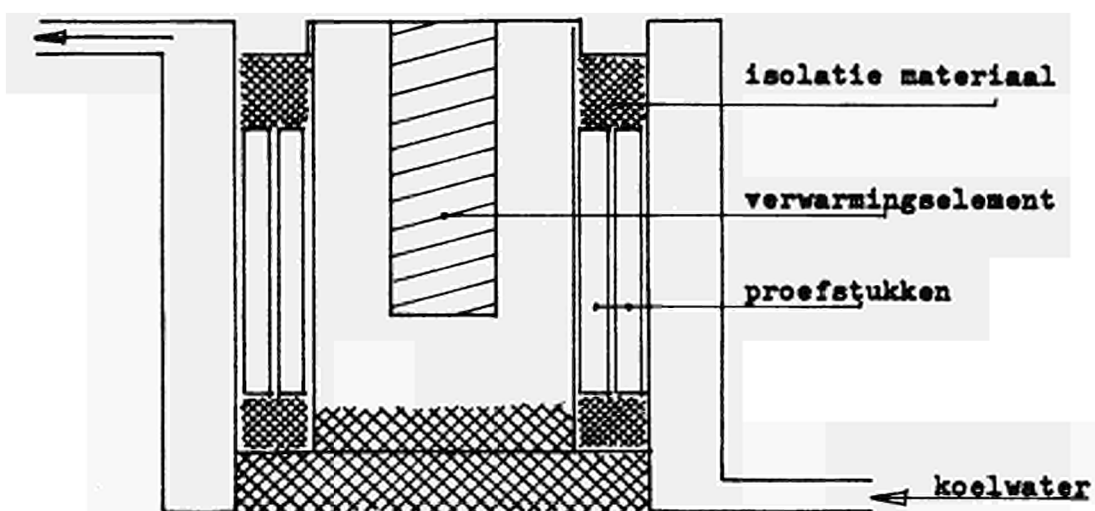
De thermische eigenschappen van het beton bepalen voor een groot deel het gedrag van het beton in een konstruktie; met name zijn de thermische uitzetting en het warmtegeleidingsvermogen mede bepalend voor de optredende spanningen.

Barietbeton heeft een betrekkelijk grote thermische uitzetting, n.l. ongeveer  $17,5 \times 10^{-6} \text{ m/m}^\circ\text{C}$  in het gebied van  $20^0-50^0\text{C}$ ; dit is ongeveer 50 % hoger dan voor grindbeton, waarvan de uitzettingskoëfficiënt vrijwel gelijk is aan die van het wapeningsstaal.

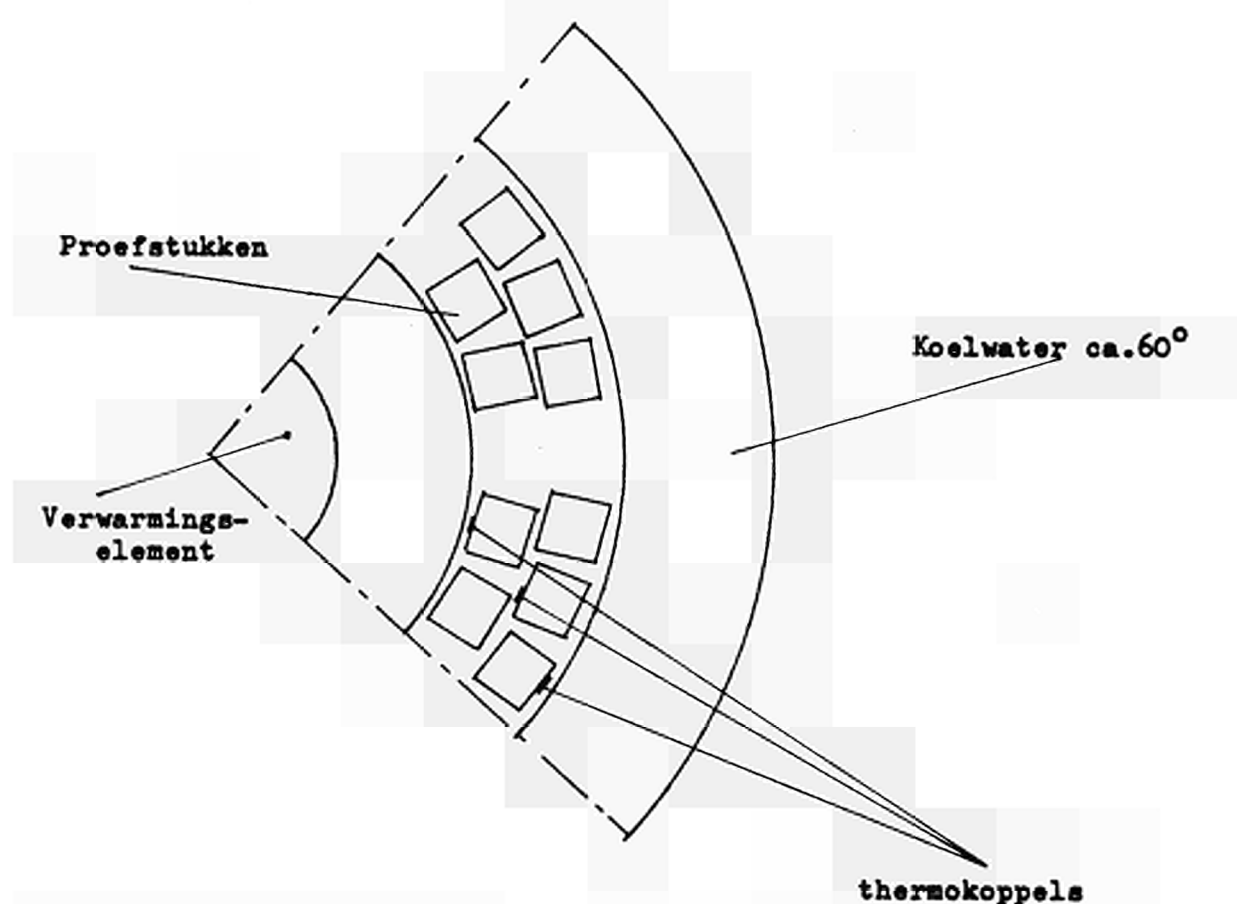
Magnetietbeton en hollithbeton hebben een vrij lage thermische uitzetting, en wel resp. ongeveer 25 % en 40 % lager dan die van grindbeton.

Het warmtegeleidingsvermogen van magnetietbeton en van grindbeton is hoog; het warmtegeleidingsvermogen van barietbeton bedraagt iets minder dan de helft van dat der eerstgenoemde betonsoorten.

Door de grote thermische uitzetting en het betrekkelijk lage warmtegeleidingsvermogen zullen bij verhitting in barietbeton aanzienlijk grotere temperatuurspanningen gaan optreden dan in magnetietbeton. Ook grindbeton zal zich in dit opzicht gunstiger gedragen dan barietbeton.



Figuur 1 : Vertikale doorsnede van de verhittingscylinder (schaal 1 : 2)



Figuur 2 : Situering van de proefstukken in de cylinder tijdens verhitting (schaal 1 : 1)





COMPORTAMENTO DEL CALCESTRUZZO IN PRESENZA  
DI SOLLECITAZIONI TERMICHE E DI RADIAZIONI

Ing. E. CRISPINO

Dr. S. GRANATA

Dr. P. RISOLUTI

AGIP NUCLEARE S.p.A. - Laboratori Combustibili Nucleari  
Milano, Italia

N° 7

## 1. INTRODUZIONE.

Nel quadro di un programma di studi sulla tecnologia del calcestruzzo sottoposto a sollecitazioni termiche è stata svolta un'ampia ricerca di base con l'obiettivo di mettere a punto un conglomerato cementizio, confezionato con costituenti (cemento e inerte) di normale impiego nella pratica costruttiva, suscettibile di essere utilizzato ad alta temperatura come materiale strutturale nei contenitori dei reattori nucleari.

In tale studio sono stati presi in considerazione diversi tipi di cementi e di inerti e si è proceduto innanzitutto ad una ottimizzazione nei confronti della resistenza meccanica di alcuni parametri caratteristici dei conglomerati, quali: dosaggio cemento, rapporto acqua cemento (A/C) e granulometria dell'inerte.

Tutti i calcestruzzi esaminati sono stati sottoposti ad un trattamento termico standard che prevede n cicli termici fra la temperatura ambiente e quella massima (300-350°C) stabilita. Con tale trattamento si è inteso riprodurre nel conglomerato, con un certo fattore di amplificazione, le condizioni più gravose di esercizio che si possono in pratica realizzare nelle strutture dei contenitori.

Il comportamento dei calcestruzzi nei confronti del ciclo termico attuato è stato seguito attraverso la misura sistematica di diversi parametri, quali: resistenza a compressione e a trazio-

ne, modulo di elasticità, modulo di Poisson. La caratterizzazione dei materiali in esame è stata completata con misure di creep, di conducibilità termica e di dilatazione termica.

Il risultato di questa vasta campagna di misure è stata l'individuazione di un conglomerato cementizio - da noi denominato calcestruzzo standard - particolarmente adatto per l'impiego come materiale strutturale fino ad una temperatura di 300°C. Tale indagine ha nel contempo consentito di evidenziare i principali fattori responsabili del decadimento delle caratteristiche meccaniche dei calcestruzzi per effetto dei trattamenti termici.

La ricerca è stata quindi indirizzata verso l'obiettivo di individuare le soluzioni possibili per ridurre al minimo l'effetto di decadimento sopra ricordato e rendere così possibili temperature di impiego più elevate per i calcestruzzi.

Il risultato di questa indagine è stata la messa a punto di un particolare conglomerato cementizio - da noi denominato B.H.T. - nel quale è stato possibile ridurre notevolmente l'effetto di uno dei principali fattori da noi ritenuto responsabile del cattivo comportamento del calcestruzzo ai cicli termici. Il calcestruzzo B.H.T. è risultato idoneo ad essere utilizzato come materiale strutturale fino alla temperatura massima di 500°C.

In parallelo al programma termico sopra illustrato è stata svolta un'esperienza intesa a determinare il comportamento all'irraggiamento delle malte rappresentative dei due tipi di calcestruzzo in esame, standard e B.H.T.

L'irraggiamento ha avuto luogo nel reattore di tipo a piscina "Galileo Galilei" del CAMEN (San Piero a Grado - Pisa) utilizzando due dispositivi inseriti nella griglia portaelementi, a distanze diverse dal "core" del reattore.

Il flusso neutronico termico integrato è risultato di  $10^{20}$  n.cm<sup>-2</sup> per il dispositivo più vicino al "core" e di  $10^{19}$  n.cm<sup>-2</sup> per l'altro dispositivo. Le temperature medie raggiunte sono state rispettivamente di 280°C e di 130°C. Il flusso neutronico veloce integrato si può considerare pari ad un decimo di quello termico e la dose gamma totalizzata nei due dispositivi pari a  $10^{11}$  Roentgen.

Allo scopo di discriminare gli effetti della temperatura da quelli dovuti alla radiazione, un'analogha serie di campioni è stata tenuta fuori pila nelle stesse condizioni di temperatura e di umidità dei campioni sotto irraggiamento in un dispositivo denominato "Storia Termica".

Al termine dell'irraggiamento, i dispositivi sono stati collocati in una vasca annessa al reattore per un periodo di raffreddamento.

Attualmente sono in corso i lavori per il collaudo delle attrezzature necessarie per lo smantellamento dei medesimi, mentre sono già state approntate e collaudate la cella calda e le apparecchiature per gli esami sui campioni irraggiati.

Infine, sono state eseguite tutte le misure previste sui provini "Storia Termica".

## 2. PROGRAMMA TERMICO.

Una prima fase del programma termico prevedeva trattamenti termici fino a 200°C ed è stata dedicata allo studio preliminare dell'influenza sulle caratteristiche meccaniche dei calcestruzzi di alcuni inerti di normale impiego - alluvionale e calcareo - e della relativa granulometria, come pure dei diversi cementi disponibili in commercio, quali: Portland, Alto Forno, Pozzolanico e Fuso Aluminoso. In questa fase è stata anche tentata una ottimizzazione di alcuni parametri caratteristici dei conglomerati cementizi, quali: dosaggio cemento, esplorato nel range 300-400 kg/m<sup>3</sup>, e rapporto acqua cemento, esaminato da 0,4 a 0,6.

I trattamenti termici attuati consistono essenzialmente in una fase di essiccamento in forno, in genere della durata di 28 giorni, cui vengono sottoposti i provini, tre per ogni prova, preventivamente stagionati in acqua per 28 o 56 giorni, ed in una fase di raffreddamento in aria secca o umida prima della misura di resistenza, a seconda che si voglia impedire il riassorbimento anche parziale dell'umidità eliminata nell'essiccamento oppure si intenda immergere successivamente i provini in acqua, sino al completo reintegro dell'acqua eliminata.

Per ogni prova su calcestruzzo è stata eseguita una prova uguale su provini 7 cm x 7 cm x 7 cm di malta plastica ( confezionati

con uguale cemento), il tipo di malta che molto più della malta "normale" battuta si avvicina, per composizione, assortimento granulometrico, plasticità, alla pasta cementizia che lega l'inerte del calcestruzzo. Lo scopo di queste prove è di stabilire una correlazione, per quanto riguarda la resistenza a compressione, tra la serie di calcestruzzi di un cemento (confezionati con vari dosaggi e rapporti A/C) e la malta plastica (ad unico dosaggio e rapporto A/C) dello stesso cemento di cui è stato previsto l'impiego nel programma di irraggiamento.

Nella fase successiva del programma termico, ristretta l'indagine a pochi tipi di calcestruzzo, è stata portata a 300°C e a 400°C la temperatura massima del trattamento ed è stato aumentato il numero dei cicli termici fino a tre.

Il comportamento dei calcestruzzi è stato seguito con misure sistematiche di densità, resistenza a compressione, modulo di elasticità dinamico e statico, modulo di Poisson, resistenza a trazione. Queste misure hanno consentito l'individuazione del calcestruzzo le cui caratteristiche meccaniche subiscono il decadimento minore per effetto del trattamento termico attuato. Tale calcestruzzo, che è stato da noi denominato "standard", risulta così costituito: cemento Portland 730, dosaggio  $400 \text{ kg/m}^3$ , rapporto acqua cemento 0,4, inerte calcareo. Le misure hanno peraltro permesso di definire la temperatura massima di possibile

impiego del calcestruzzo standard, che è risultata di 300°C.

Per una completa caratterizzazione del calcestruzzo standard e per individuarne i reali limiti di resistenza ai cicli termici ripetuti, tale calcestruzzo è stato sottoposto ad un trattamento termico con temperatura massima di 300°C che prevede 6 cicli completi.

Su provini di tale calcestruzzo sono state inoltre eseguite misure del coefficiente di dilatazione termica, del coefficiente di conducibilità termica, nell'intervallo di temperatura di possibile impiego; come pure misure di scorrimento viscoso sotto carico (creep) a temperatura ambiente e ad alta temperatura.

I principali risultati di tali misure e le caratteristiche essenziali degli strumenti impiegati vengono esposti nei paragrafi seguenti.

A questo punto la ricerca si è proposta l'obiettivo di individuare i principali fattori responsabili del decadimento delle caratteristiche meccaniche del calcestruzzo sottoposto a trattamenti termici ciclici. I due costituenti base del calcestruzzo standard - legante e inerte - sono stati individualmente sottoposti al trattamento termico di riferimento. La malta ha fatto registrare una diminuzione della resistenza a compressione.



ne nettamente inferiore a quella riscontrata nel calcestruzzo standard; nell'inerte (pietra calcarea), d'altra parte, non si è prodotto apprezzabile diminuzione di resistenza.

Questi risultati hanno permesso di localizzare all'interfaccia tra inerte e legante la causa del decadimento delle caratteristiche meccaniche del conglomerato. E' stata pertanto avanzata l'ipotesi che uno dei principali fattori responsabili della diminuzione delle caratteristiche meccaniche del calcestruzzo sottoposto a trattamenti termici ciclici sia rappresentato dalla formazione di microfessure tra i costituenti del conglomerato, provocata in massima parte dai diversi coefficienti di dilatazione dell'inerte e della malta.

Per convalidare questa ipotesi è stata svolta una vasta campagna di misure dei coefficienti di dilatazione individuali del calce e della malta, arrivando alla conclusione che i coefficienti di dilatazione dei due costituenti del calcestruzzo standard sono diversi e tale differenza viene esaltata da un aumento della temperatura.

Si è tentato quindi di costruire un conglomerato sostituendo al criterio di scelta dei costituenti basato sulla considerazione delle proprietà meccaniche individuali della malta o dell'inerte un criterio tendente a massimizzare le caratteristiche globa

li del complesso malta-aggregato nelle condizioni di impiego. Questa filosofia ha implicato spesso l'accantonamento di inerti con buone caratteristiche di resistenza meccanica a vantaggio di altri con caratteristiche meno buone, ma più compatibili con quelle della malta impiegata ai fini del comportamento ai cicli termici ripetuti.

Con tale impostazione si è pervenuti all'individuazione di un calcestruzzo confezionato con cemento Portland 730 e con inerte di natura baritica (da noi denominato B.H.T.) che presenta ad alta temperatura (fino a 500°C) proprietà migliori del calcestruzzo standard (Portland 730 e inerte calcareo).

Le proprietà del calcestruzzo B.H.T. vengono riportate a confronto con quelle del calcestruzzo standard nei paragrafi che seguono, per meglio evidenziare le differenze di comportamento riscontrate.

## 2.1 Resistenza a compressione.

Le variazioni della resistenza a compressione del calcestruzzo standard e del calcestruzzo B.H.T. in funzione del trattamento termico di riferimento - che prevede sei cicli termici completi con temperatura massima di 300°C e di 350°C per il calcestruzzo standard e di 500°C per il

calcestruzzo B.H.T. - sono sinteticamente espresse nei grafi ci di fig. 1. Ci sembra degno di rilievo il fatto che la per dita di resistenza del calcestruzzo B.H.T. dopo 6 cicli con temperatura massima di  $500^{\circ}\text{C}$  non è superiore a quella del cal cestruzzo standard dopo lo stesso numero di cicli con tempe ratura massima di  $350^{\circ}\text{C}$ .

## 2.2 Modulo E.

Le misure del modulo di elasticità E nelle diverse fasi del trattamento termico sono state eseguite con un metodo dina mico basato sulla rilevazione della velocità di propagazio ne di ultrasuoni nel mezzo.

A titolo di controllo tale grandezza è stata anche misurata con un metodo statico basato sulla determinazione - median- te estensimetri meccanici - della deformazione del provino sotto un carico noto applicato in regime elastico.

I risultati ottenuti hanno mostrato che il modulo di elasti cità, a differenza della resistenza a compressione, dipende essenzialmente dalla temperatura massima realizzata nel ci clo e solo marginalmente dal numero dei cicli attuati. Per dare un ordine di grandezza precisiamo che il calcestruzzo

standard dopo 6 cicli a 300°C fa registrare una diminuzione del modulo di elasticità statico dell'ordine del 75% rispetto a quello di uguali provini stagionati in acqua, che non risulta molto diversa dalla variazione misurata al termine del primo ciclo; il calcestruzzo B.H.T. dopo 6 cicli a 500°C fa registrare una diminuzione del modulo di elasticità statico pure dell'ordine del 75% rispetto a quello di provini stagionati in acqua, che è confrontabile con la variazione misurata al termine del primo ciclo.

Le variazioni del modulo di elasticità del calcestruzzo standard e del calcestruzzo B.H.T. in funzione del trattamento termico di riferimento sono sinteticamente espresse nel grafico di fig. 2.

Il modulo di elasticità statico è di regola inferiore al modulo di elasticità dinamico. Allo scopo di individuare le cause della differenza sistematica riscontrata tra queste due grandezze sono state eseguite misure del modulo di elasticità dinamico sotto carico. Si è arrivati alla conclusione che la condizione di carico non spiega la differenza sistematica riscontrata fra il modulo  $E$  dinamico ed il modulo  $E$  statico, che è piuttosto da ascrivere al meccanismo di propagazione degli ultrasuoni nel mezzo.

### 2.3 Modulo di Poisson.

Le misure del modulo di Poisson eseguite con il sistema estensimetrico hanno messo in evidenza che a 110°C tutti i tipi di calcestruzzo mostrano una tendenza alla diminuzione di  $\mu$  ; per temperature superiori si nota invece un aumento che diventa molto forte alle massime temperature (300-400-500°C). Il forte aumento che si riscontra alle alte temperature è, a nostro avviso, da attribuire alle fessure che si creano nella struttura in seguito ai trattamenti termici.

L'andamento del modulo di Poisson dei due tipi di calcestruzzo esaminati - standard e B.H.T. - in funzione del trattamento termico di riferimento è rappresentato nel grafico di fig. 3.

### 2.4 Resistenza a trazione.

La resistenza a trazione dei calcestruzzi è stata determinata con il cosiddetto metodo brasiliano che prevede un provino cilindrico di calcestruzzo caricato in direzione radiale e portato a rottura.

La resistenza a trazione del materiale è espressa da :

$$\sigma_t = \frac{2}{\pi d l} \cdot T$$

dove :

- $\sigma_t$  = resistenza a trazione,  $\text{kg/cm}^2$
- $T$  = carico di rottura, kg
- $d$  = diametro del provino cilindrico, cm
- $l$  = lunghezza del provino cilindrico, cm

In realtà è stata leggermente modificata la metodologia classica, nel senso che sono stati impiegati provini di calcestruzzo di forma cubica sollecitati a compressione tra due rulli. Prove comparative hanno dimostrato l'equivalenza delle due metodologie.

I risultati ottenuti hanno messo in evidenza l'influenza dei trattamenti termici sulla resistenza a trazione dei calcestruzzi. Nel caso del calcestruzzo standard è stata infatti misurata una perdita di resistenza dell'80% dopo 6 cicli termici con temperatura massima di 300°C.

## 2.5 Coefficiente di dilatazione termica.

Le misure del coefficiente di dilatazione termica dei calcestruzzi sono state eseguite con un'apparecchiatura di nostra progettazione.

Nell'esecuzione di tali misure sono state seguite modalità particolari per tentare di evidenziare i diversi fenomeni che si producono nella fase di riscaldamento del calcestruzzo, in particolare il ritiro, la dilatazione termica propriamente detta e la deformazione residua, dovuta alla formazione di microfessure nel materiale. E' stato infatti attuato un particolare tipo di ciclo che prevede una prima salita in temperatura fino a 130-150°C ed uno stazionamento prolungato a questa temperatura (di 48 ore) per favorire l'eliminazione dell'acqua libera.

Il successivo raffreddamento a velocità controllata consente la lettura del ritiro in corrispondenza dell'ascissa iniziale. Una seconda salita in temperatura, fino a 340 + 350°C, permette la determinazione del coefficiente di dilatazione termica vero e proprio (depurato cioè dal ritiro) e la curva di discesa intercetta infine sull'ordinata, in corrispondenza del valore iniziale della temperatura, la deformazione residua.

E' stata inoltre adottata una velocità di salita in temperatura piuttosto bassa (5°C/h nella prima salita, 10°C/h nella seconda) per ridurre al minimo l'influenza di tale parametro nella determinazione delle grandezze in esame.

Nei grafici di figg. 4 e 5 sono riportati i risultati ottenuti. Nella tabella 1 vengono indicati alcuni valori del coefficiente di dilatazione dedotti dai grafici di figg. 4 e 5.

Tabella 1

Intervalli di temperatura °C	Coefficiente di dilataz. termica $\mu \text{ m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	
	Calcestruzzo standard	Calcestruzzo B.H.T.
50 - 150	8,0	13,40
150 - 250	8,4	13,50
250 - 350	11,4	13,50



I valori del ritiro e della deformazione residua sono invece riportati in tabella 2.

Tabella 2

Parametri misurati	Calcestruzzo standard mm/m	Calcestruzzo B.H.T. mm/m
Ritiro	0,26	0,035
Deformazione residua	2,96	-0,40

Questi risultati confermano che l'entità della microfessura zione indotta nel calcestruzzo B.H.T. dai cicli termici è notevolmente inferiore a quella che si verifica nel calcestruzzo standard.

Sono state inoltre eseguite misure dei coefficienti di dila tazione individuali degli inerti e delle malte cementizie impiegate nella confezione del calcestruzzo standard e del calcestruzzo B.H.T. con un dilatometro di alta precisione

realizzato dai nostri laboratori.

I risultati ottenuti sono graficamente illustrati nei diagrammi di figg. 6 e 7 in termini di dilatazioni e nei diagrammi di figg. 8 e 9 in termini di coefficienti di dilatazione.

La nostra ipotesi di lavoro, a suo tempo avanzata, che uno dei principali fattori responsabili della diminuzione di resistenza a compressione dei calcestruzzi per effetto dei trattamenti termici è la formazione di microfessure tra malta e inerte dovuta ai diversi coefficienti di dilatazione dei due costituenti, appare sufficientemente provata. Sotto questo profilo va messo in evidenza che l'anisotropia dell'inerte calcareo, che fa registrare infatti coefficienti di dilatazione diversi in tre direzioni ortogonali, finisce quindi per giuocare un ruolo importante nel comportamento del calcestruzzo ai cicli termici.

## 2.6 Creep.

Sono state eseguite misure di creep a temperatura ambiente su provini di calcestruzzo standard e di calcestruzzo B.H.T.

I risultati ottenuti sono riportati a confronto nei grafici di figg. 10,11,12 e si riferiscono alle tre condizioni di carico

previste ( $0,2\sigma$  ,  $0,4\sigma$  e  $0,6\sigma$  , con  $\sigma$  uguale al carico di rottura convenzionale assunto pari a  $450 \text{ kg/cm}^2$ ).

Sono state pure eseguite misure di creep a temperatura di  $150^\circ\text{C}$  e di  $300^\circ\text{C}$  su provini di calcestruzzo standard e a  $450^\circ\text{C}$  su provini di calcestruzzo B.H.T. nelle tre condizioni di carico sopra richiamate.

Le figg. 13,14 e 15 riproducono i risultati ottenuti.

Nelle tabelle 3 e 4 sono numericamente espressi i parametri più significativi misurati e le velocità di scorrimento viscoso, dedotte dai tratti a pendenza costante delle curve di figg. 10,11,12 e 13,14,15. E' il caso di rilevare che la velocità di creep del calcestruzzo B.H.T. a  $450^\circ\text{C}$  nelle condizioni più gravose di carico risulta abbastanza bassa, inferiore all'1% in 30.000 ore.

Nel grafico di fig. 16 sono state riportate per i due tipi di calcestruzzo esaminati le velocità di scorrimento viscoso in funzione del carico applicato e della temperatura. Da questo diagramma si rileva che la velocità di scorrimento del calcestruzzo B.H.T., a differenza di quello standard, è praticamente indipendente dalla temperatura di prova.

Tabella 3 - Misure di creep di calcestruzzi standard e B.H.T. a temperatura ambiente (valori medi)

	MACCHINA N. 1 Sollecitaz. 90 kg/cm <sup>2</sup>		MACCHINA N. 2 Sollecitaz. 180 kg/cm <sup>2</sup>		MACCHINA N. 3 Sollecitaz. 270 kg/cm <sup>2</sup>	
	standard	B.H.T.	standard	B.H.T.	standard	B.H.T.
Deformazione totale dopo l'applicazione del carico $\mu$ /m	272,5	326,7	450,0	689,0	1105,0	1148,2
Deformazione totale a fine prova (242 gg) $\mu$ /m	570,0	702,2	892,0	1310,7	1710,0	2141,7
Recovery immediato allo scarico $\mu$ /m	245,0	231,0	362,0	490,0	577,5	798,0
Recovery totale $\mu$ /m	276,5	260,2	400,0	549,7	617,5	890,7
Velocità di scorrimento viscoso $\mu$ /m/giorno	0,200	0,3675	0,220	0,678	0,290	1,485

Tabella 4 - Misure di creep di calcestruzzi standard e B.H.T. ad alta temperatura.

	MACCHINA N. 1 Sollecitaz. 90 kg/cm <sup>2</sup>			MACCHINA N. 2 Sollecitaz. 180 kg/cm <sup>2</sup>			MACCHINA N. 3 Sollecitaz. 270 kg/cm <sup>2</sup>		
	standard		BHT	standard		BHT	standard		BHT
	150°C	300°C	450°C	150°C	300°C	450°C	150°C	300°C	450°C
Deformazione totale dopo l'applicazione del carico $\mu$ /m	125,0	260,0	385,0	471,5	531,0	710,0	660,0	1150,0	1440,0
Deformazione totale a fine prova (250 gg) $\mu$ /m	481,0	814,0	1182,0	1109,0	1516,0	2261,0	1352,5	2303,0	4598,0
Recovery immediato allo scarico $\mu$ /m	123,5	87,0	98,5	230,0	143,0	160,0	263,5	186,5	208,0
Recovery totale $\mu$ /m	146,5	115,0	154,5	230,0	194,5	253,5	298,5	245,0	299,0
Velocità di scorrimento viscoso $\mu$ /m/giorno	0,316	0,417	0,533	0,333	0,483	0,800	0,500	0,733	1,330

## 2.7 Coefficiente di conducibilità termica.

E' stata eseguita una serie completa di misure del coefficiente di conducibilità termica su provini di calcestruzzo standard fino alla temperatura media di 220°C.

Tali misure sono state eseguite per valori crescenti e decrescenti della temperatura, cercando di realizzare le migliori condizioni di stabilizzazione termica.

In fig. 17 sono riportate in grafico le due serie di valori ottenuti, rispettivamente per temperature crescenti e decrescenti.

Si rileva che i valori del coefficiente di conducibilità termica misurati per temperature crescenti sono in generale maggiori di quelli ottenuti per temperature decrescenti. Questo fenomeno è essenzialmente determinato dalla presenza dell'acqua nel materiale nella fase di riscaldamento.

Esaminando la curva superiore, si nota un tratto ascendente fino alla temperatura di circa 87°C che corrisponde alla conducibilità del calcestruzzo contenente una certa quantità di acqua libera. In questa fase la quantità di calore trasportata per diffusione del vapore aumenta con la temperatura ed

è di gran lunga superiore a quella trasportata dall'acqua per semplice conduzione. Al di sopra di questa temperatura la conducibilità del calcestruzzo diminuisce per effetto dell'eliminazione dell'acqua libera.

Sono state eseguite misure dello stesso tipo su provini di calcestruzzo B.H.T. che vengono riportate a confronto nello stesso grafico di fig. 17.

### 3. CONCLUSIONI

Il programma di ricerca svolto ha permesso di individuare i principali fattori responsabili del decadimento delle caratteristiche meccaniche dei calcestruzzi per effetto dei trattamenti termici. Fra questi la compatibilità tra i due costituenti base del conglomerato cementizio - malta e inerte - sotto il profilo delle proprietà fisiche, tra cui in modo marcato la dilatazione termica, è risultata la condizione necessaria per assicurare al calcestruzzo un buon comportamento ai cicli termici ripetuti.

In altri termini, per costruire un calcestruzzo idoneo all'impiego ad alta temperatura e ai cicli termici è necessario sostituire al criterio di scelta dei suoi costituenti basato sulla considerazione delle proprietà meccaniche individuali della malta e dell'inerte un criterio che selezioni tali componenti in base alla sopra definita compatibilità in tutti l'arco di temperatura di impiego previsto. Tale criterio tende ovviamente a massimizzare le caratteristiche globali del complesso malta-aggregato nelle reali condizioni di utilizzazione.

Il calcestruzzo B.H.T. è stato individuato cercando di soddisfare questo criterio di compatibilità tra i due costituenti base, il che ha implicato l'accantonamento di inerti con buone caratteristiche di resistenza meccanica (quelli calcarei) a vantaggio di altri con caratteristiche individuali meno buone (quelli baritici), ma più compatibili con quelle della malta impiegata ai fini del comportamento ai cicli termici ripetuti.

L'adozione sistematica di questo criterio consentirà, a nostro avviso, l'individuazione nel tempo di una famiglia di calcestruzzi idonei all'impiego ad alta temperatura e ai cicli termici, nel cui ambito il B.H.T. si configurerà come il capostipite, ma non necessariamente come la soluzione ottimale.

#### 4. PROGRAMMA DI IRRAGGIAMENTO.

##### 4.1 Materiali impiegati

I provini sottoposti a irraggiamento sono stati confezionati con malte plastiche rappresentative dei calcestruzzi esaminati nell'ambito del programma termico.

La ragione di tale scelta risiede nella necessità di mantenere entro limiti ragionevoli le dimensioni dei dispositivi di irraggiamento e di disporre nel contempo di un numero di provini adeguato a garantire una statistica sufficiente per i risultati delle misure.

Allo scopo sono state effettuate varie prove di correlazione statistica tra i diversi tipi di malta standardizzata ed i corrispondenti calcestruzzi. La malta che ha dato i migliori risultati è stata quella ottenuta con granulometria e dosaggio sperimentali, partendo dal presupposto che essa dovesse rappresentare quanto resta in un calcestruzzo medio, una volta che da esso siano state tolte le frazioni di inerte di diametro superiore a 5 mm. Il dosaggio cemento/inerte è stato adottato pari a  $1/3$  ed il rapporto acqua/cemento pari a 0,5. Questi valori sono gli stessi usati dal metodo Rilem.

Sono stati impiegati due tipi di malte:

- malte tipo Standard (cemento Portland 730 ed inerte calcareo)
- malta tipo BHT (cemento Portland 730 ed inerte baritico).

Prima di essere introdotti nei dispositivi di irraggiamento, i provini hanno subito un trattamento termico per eliminare l'eccesso di acqua libera.



In totale, sono stati irraggiati 24 provini a geometria prismatica di dimensioni  $4 \times 4 \times 16 \text{ cm}^3$  e 4 provini di tipo cilindrico forato, di diametro 8 cm, spessore 2 cm e diametro del foro interno 2 cm.

La fig. 18 illustra la disposizione dei provini nei dispositivi di irraggiamento.

Una disposizione analoga è stata adottata per l'esperienza "Storia Termica", come menzionato nel Cap.1.

#### 4.2 Dispositivi di Irraggiamento e Storia Termica

Sono stati impiegati due dispositivi di irraggiamento identici, costituiti da una parte attiva, contenente il forno in cui sono stati alloggiati i provini, e da un tubo, lungo circa 10 m, previsto per portare alla superficie della piscina i cavi di pilotaggio e controllo dell'esperienza.

In ogni forno, i provini di malta risultavano disposti in tre settori sovrapposti, contenenti ciascuno 4 esemplari.

Tutte le parti erano di acciaio inossidabile AISI 316.

Nella parte attiva, durante l'irraggiamento, è stata mantenuta una atmosfera inerte di elio, alla pressione relativa di 1,2 Atm., allo scopo di favorire lo scambio termico con l'acqua di refrigerazione (la medesima che asporta il calore dal "core" del reattore).

In fig. 19 è riportato il disegno d'assieme dei dispositivi summenzionati.

Detti dispositivi erano inoltre equipaggiati con un sistema di strumentazione per la regolazione ed il controllo della temperatura e per la sicurezza.

Il dispositivo "Storia Termica" era costituito da due forni orizzontali, con un sistema di pilotaggio per adeguarne la temperatura a quella dei dispositivi d'irraggiamento.

#### 4.3 Caratteristiche dell'esperienza di irraggiamento

L'irraggiamento ha avuto luogo nel reattore G. Galilei del CAMEN di Pisa.

Detto reattore è del tipo a piscina con combustibile ad Uranio arricchito (circa 90% di  $U^{235}$ ).

Durante l'esperienza ha funzionato normalmente alla potenza di 5 MW.

La tabella seguente dà le condizioni di irraggiamento che hanno interessato i dispositivi contenenti le malte.

TABELLA 5

#### Condizioni di irraggiamento

Dispositivo	Distanza dal "core" (cm)	Flusso neutronico termico max ( $n \cdot cm^{-2} \cdot sec^{-1} \cdot watt^{-1}$ )		Flusso neutronico veloce max ( $n \cdot cm^{-2} \cdot sec^{-1} \cdot watt^{-1}$ )	
		imp.	pert.	imp.	pert.
1	8	$1,10^{-7}$	$0,5 \cdot 10^7$	1,106	$0,5 \cdot 10^6$
2	11	$0,2 \cdot 10^7$	$1,10^6$	$0,2 \cdot 10^6$	$1,01 \cdot 10^5$

L'irraggiamento ha avuto inizio il 3 Aprile 1967 ed è proseguito senza particolari inconvenienti fino al 21 Luglio, data alla quale il reattore è stato spento per procedere alle manutenzioni periodiche .

L'esperienza è stata ripresa in Ottobre e portata a termine il 24 Gennaio 1968.

Complessivamente, è stato realizzato un irraggiamento per un totale di 2130 ore di funzionamento del reattore a 5 MW effettivi.

Nella Tabella 6 sono riportati i flussi neutronici e le dosi gamma totalizzati durante l'esperienza di irraggiamento.

TABELLA 6

Flussi neutronici e dosi gamma totalizzati durante l'esperienza

n° Rig	Posizione dei provini	Flusso neutronico integrato (n. cm <sup>-2</sup> )		Dose gamma (Roentgen)
		Termico	Veloce	
1	Settore superiore	1,25. 10 <sup>20</sup>	1,25. 10 <sup>20</sup>	3,5.10 <sup>11</sup>
	Settore centrale	1,9. 10 <sup>20</sup>	1,9. 10 <sup>19</sup>	
	Settore inferiore	1,25. 10 <sup>20</sup>	1,25. 10 <sup>19</sup>	
2	Settore superiore	2,5. 10 <sup>19</sup>	2,5. 10 <sup>18</sup>	3,0.10 <sup>11</sup>
	Settore centrale	3,8. 10 <sup>19</sup>	3,8. 10 <sup>18</sup>	
	Settore inferiore	2,5. 10 <sup>19</sup>	2,5. 10 <sup>19</sup>	

#### 4.4 Condizioni di temperatura durante l'esperienza di irraggiamento

In sede di impostazione del programma di irraggiamento, era stato progettato e realizzato un sistema di riscaldamento dei provini di malta con lo scopo di mantenere costante la loro temperatura, indipendentemente dalle fluttuazioni di potenza del reattore.

Per un guasto ad uno dei cavi di adduzione della corrente, il complesso riscaldante per entrambi i dispositivi ha cessato di funzionare al secondo mese di irraggiamento, per cui, nell'impossibilità di procedere a riparazione senza interrompere l'esperienza, è stato deciso di proseguire l'irraggiamento facendo a meno del riscaldamento esterno.

Le temperature registrate sono quindi essenzialmente dovute alla radiazione gamma del reattore dissipata entro i provini di malta.

In tali condizioni, per avere dati significativi, si è ritenuto opportuno tener conto delle temperature mensili medie (medie dei valori attorno ai quali si stabilizzava la temperatura dei provini quando il reattore funzionava a regime).

Le due tabelle seguenti riportano i dati così raccolti con i criteri sopra esposti, relativi ai dispositivi di irraggiamento e Storia Termica.

TABELLA 7

Temperature medie mensili relative ai dispositivi d'irraggiamento (°C)

Posizione provini		Apr.	Magg.	Giu.	Lug.	Ott.	Nov.	Dic.	Genn.
Rig 1	Sett. superiore	95	80	85	85	130	125	125	125
	Sett. centrale	380	300	280	280	300	290	280	280
	Sett. inferiore	250	170	170	170	200	195	195	195
Rig 2	Sett. superiore	110	100	105	105	140	145	140	140
	Sett. centrale	100	100	110	110	145	145	145	145
	Sett. inferiore	85	85	90	85	120	120	110	110

TABELLA 8

Temperature medie mensili della Storia Termica (°C)

Posizione campione		Apr.	Magg.	Giu.	Lug.	Ott.	Nov.	Dic.	Genn.
Forno 1	Settore anteriore	280	280	280	280	250	245	250	250
	Settore posteriore	330	330	330	330	280	280	280	280
Forno 2	Settore anteriore	125	120	120	125	135	130	130	130
	Settore posteriore	140	130	140	140	140	140	140	140

Come era prevedibile, data la diversità del flusso gamma esistente nelle corrispondenti posizioni dei dispositivi di irraggiamento, le temperature sono notevolmente differenti.

Per quanto concerne il dispositivo Storia Termica, le temperature del forno 2 sono generalmente in accordo con quelle del dispositivo d'irraggiamento 2, come da progetto, mentre non è stato possibile riprodurre esattamente nel forno 1 l'andamento delle temperature del dispositivo d'irraggiamento 1.

L'accordo è però buono se ci si riferisce al livello centrale dei provini.

#### 4.5 Operazioni post-irraggiamento

Dal gennaio 1968 a tutt'oggi, i dispositivi irraggiati sono stati lasciati decadere in una vasca annessa alla piscina del reattore. Una misura di dose eseguita nell'Aprile del presente anno, ha fatto registrare un valore di 600R/h a contatto della parete esterna della parte attiva.

Per quanto concerne lo smantellamento dei dispositivi summenzionati, sono state messe a punto le apparecchiature necessarie, mentre sono attualmente in corso esperienze di smantellamento su dispositivi simili a quelli irraggiati.

Le operazioni previste si possono riassumere come riportato in appresso.

- (i) La prima operazione consiste nel separare la parte attiva del dispositivo dal tubo portacavi. Detta operazione verrà eseguita nella sala vasche del reattore impiegando una troncatrice opportunamente schermata.

- (ii) Successivamente, il dispositivo contenente i provini verrà trasferito nella cella di smantellamento annessa al reattore dove, mediante apposita macchina di taglio, verranno tagliate le estremità superiore ed inferiore della parte attiva.

I provini irraggiati possono così venir estratti e, mediante contenitore schermato, essere trasferiti alla cella di misura.

Tenendo conto dell'andamento dei lavori e delle difficoltà finora incontrate, si prevede che l'estrazione dei provini irraggiati potrà essere completata verso la fine del presente anno.

#### 4.6 Attrezzature per gli esami e le misure post-irraggiamento

E' stata appositamente allestita una cella di media attività per l'esame delle malte irraggiate. Detta cella è costituita da un guscio di acciaio AQ40 (spessore  $4 + 5$  mm) collocato su uno scheletro di calcestruzzo di spessore 30 cm.

Nella cella sono state collocate e remotizzate le apparecchiature previste per la caratterizzazione dei provini irraggiati.

In appresso si riportano le prove previste con l'indicazione delle attrezzature che verranno usate.

(i) Dimensioni e peso

Verranno impiegati micrometri con sensibilità  $10^{-2}$  mm e bilancia con sensibilità 1 g.

(ii) Dilatazione termica

E' stato progettato e costruito un dilatometro costituito da un forno verticale con tre sezioni riscaldanti, ciascuna del-

le quali ha una sua propria regolazione di temperatura.

La misura della dilatazione si ottiene attraverso l'indicazione di un comparatore millesimale, collocato sulla testa del forno. Le letture vengono effettuate mediante lente di ingrandimento, mentre il complesso di pilotaggio e registrazione della temperatura è mantenuto all'esterno della cella.

(iii) Conducibilità termica

E' stato progettato e costruito un conduttivimetro, per la misura della conducibilità termica col metodo radiale, su provini a geometria cilindrico-forata, pilotato dallo esterno della cella calda.

(iv) Resistenza a flessione ed a compressione

Verrà impiegata una pressa per la misura della resistenza a flessione ed a compressione, di nostra progettazione e costruzione, con centralina oleodinamica di comando remotizzata.

Verrà eseguita prima la misura della resistenza a flessione e quindi la misura della resistenza a compressione, utilizzando i due semi-provini risultati dalla prova precedente.

(v) Modulo elastico

Verrà usato lo stesso apparecchio già impiegato per le misure analoghe sui provini di calcestruzzo.



#### 4.7 Risultati delle misure eseguite sui provini Storia Termica

I provini di malta contenuti nel dispositivo Storia Termica sono stati sottoposti alle misure previste.

I risultati sono riportati nelle Tabella n° 9, 10, 11.

Una discussione approfondita dei risultati verrà effettuata quando saranno disponibili i dati concernenti le malte irraggiate. Qui ci limitiamo a rilevare che i risultati sono generalmente in accordo con i risultati delle misure effettuate sui provini dei calcestruzzi corrispondenti.

TABELLA 9

#### Densità dei provini Storia Termica

Tipo di malta	Temperatura esperienza (°C)	Densità prima del trattamento (gr/cm <sup>3</sup> )	Densità dopo il trattamento (gr/cm <sup>3</sup> )	Variaz. (%)
Standard	130-140	2.10	2.08	- 0.5
BHT	270-300	2.75	2.70	- 1.8

TABELLA 10

Coefficiente di dilatazione termica dei provini Storia Termica

Intervalli di temperatura (°C)	Coefficiente di dilatazione lineare (micron · m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> )	
	Malta Standard	Malta BHT
50+150	7.0	12.0
150+250	7.5	13.5
250+350	8.0	14.0

TABELLA 11

Caratteristiche meccaniche dei provini Storia Termica

Tipo di malta	Temper. della esperienza (°C)	Modulo elastico dinamico (t/cm <sup>2</sup> )	Resistenza a flessione (Kg/cm <sup>2</sup> )	Resistenza a compressione (Kg/cm <sup>2</sup> )
Standard	130+140	230	44	625
	270+300	161	34	575
BHT	270+300	132	37	435

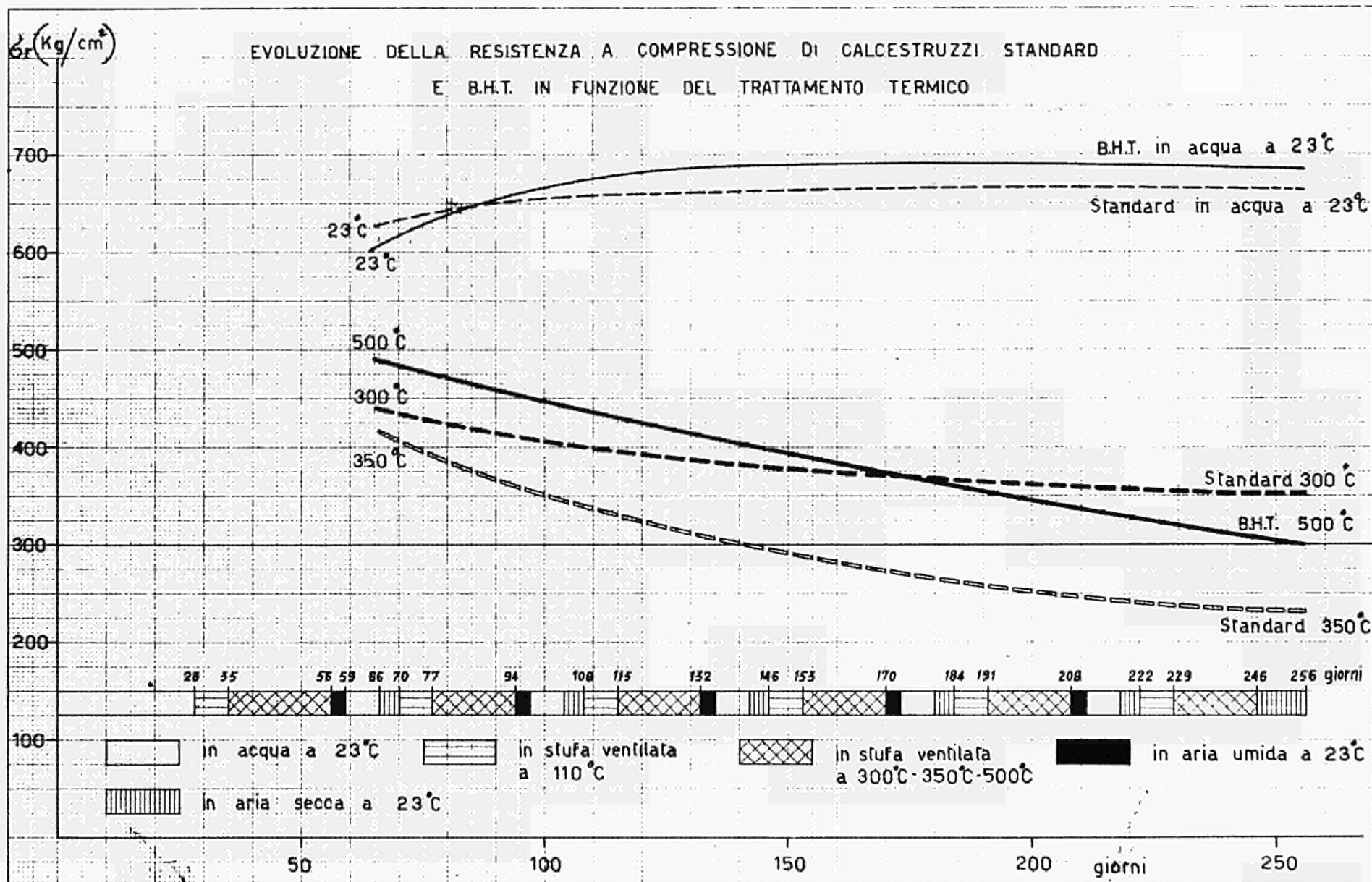


Fig. 1

# MODULO ELASTICO STATICO

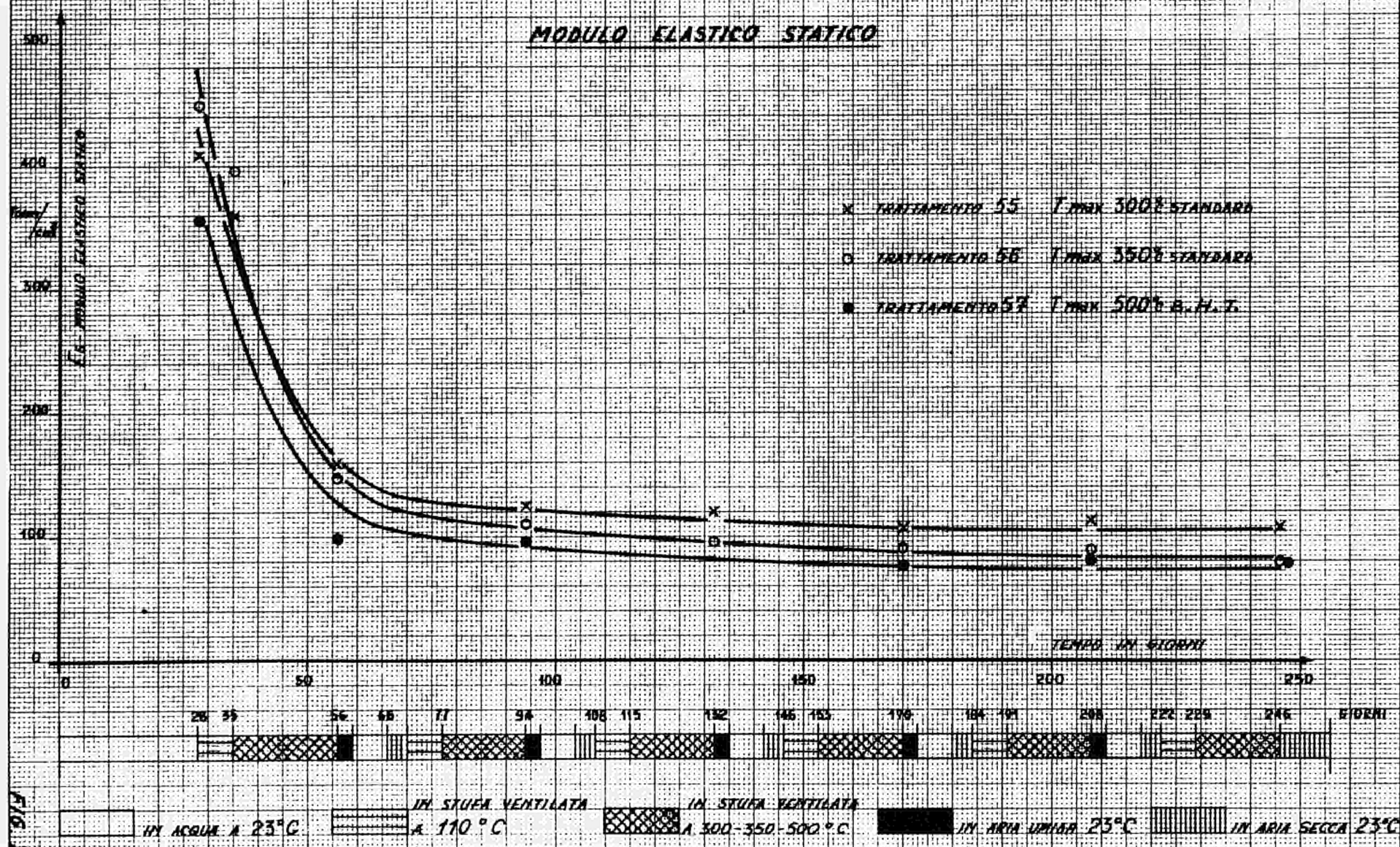
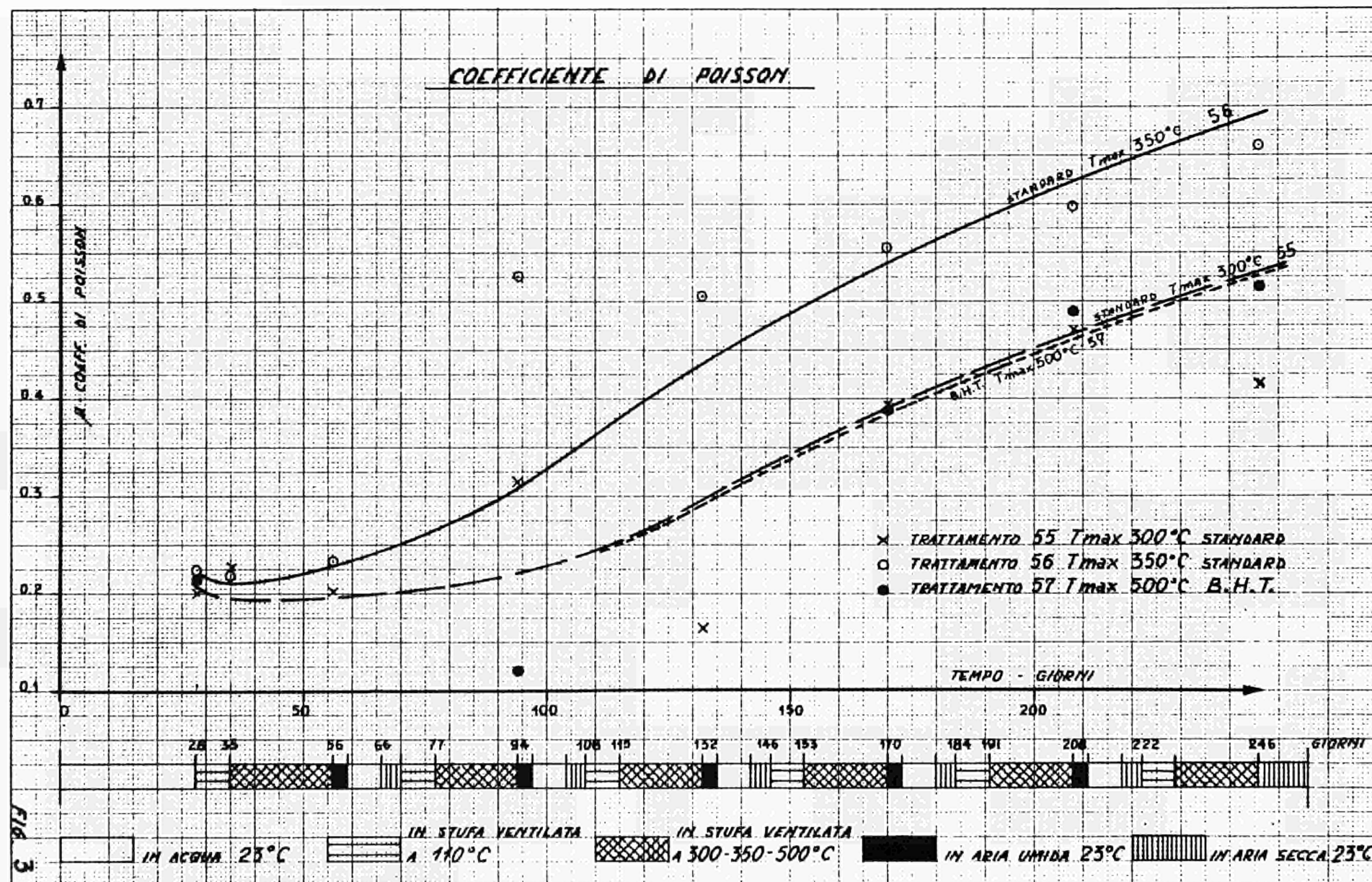


FIG. 2



# COEFFICIENTE DI POISSON



# DILATAZIONE TERMICA CALCESTRUZZO STANDARD

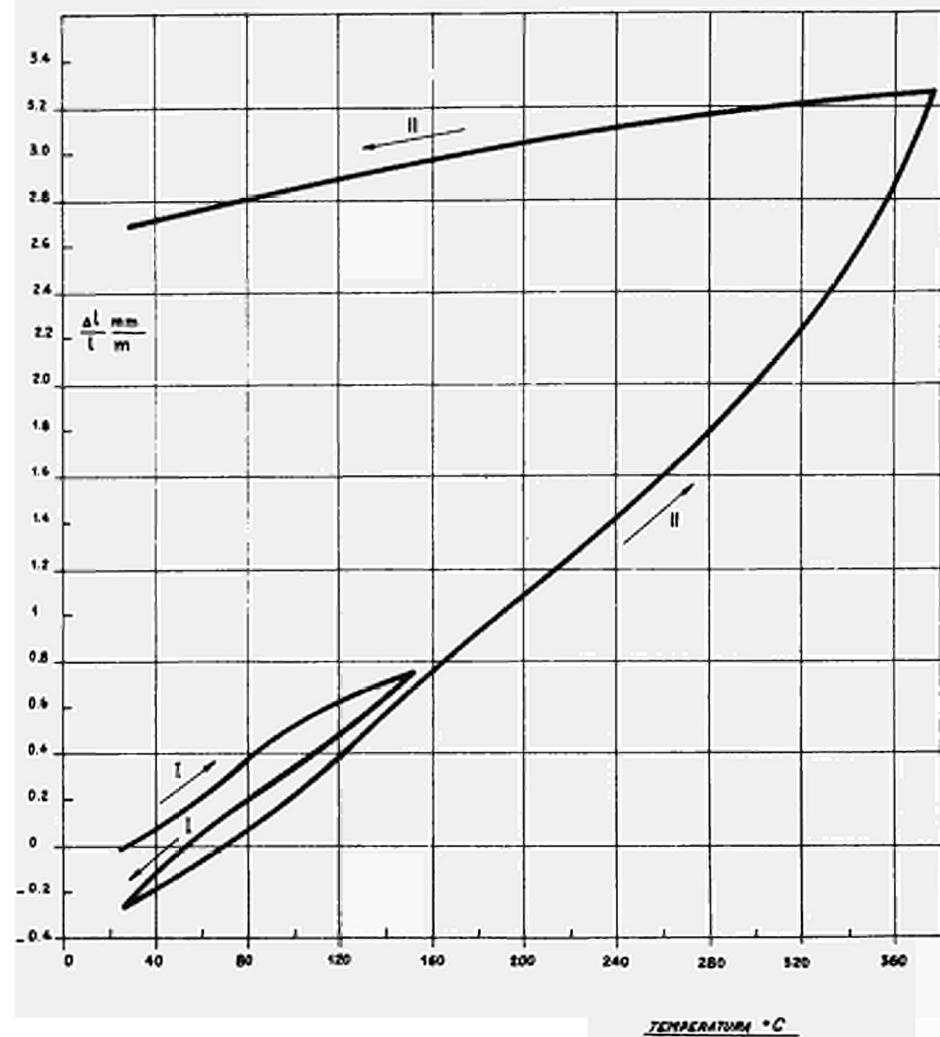


FIG. 4

# DILATAZIONE TERMICA B.H.T.

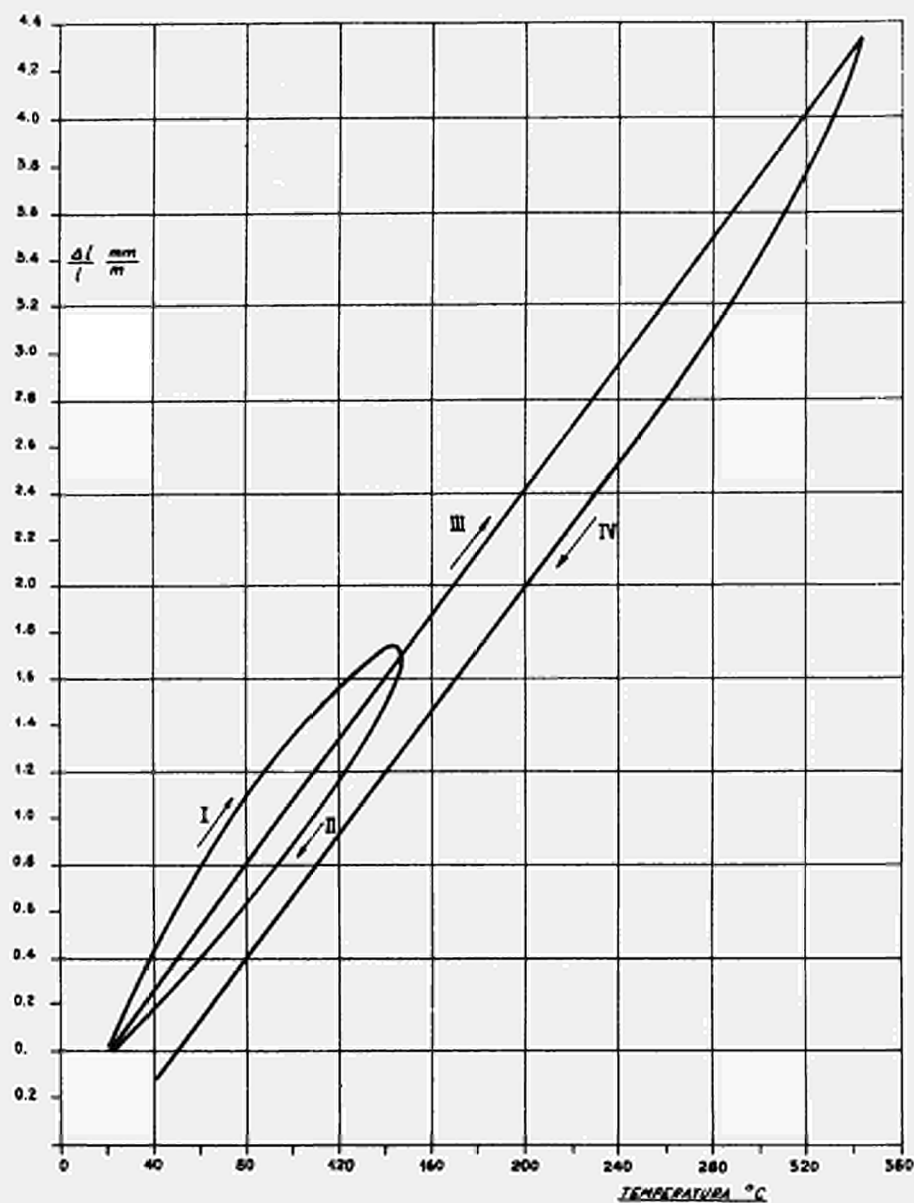


FIG. 5

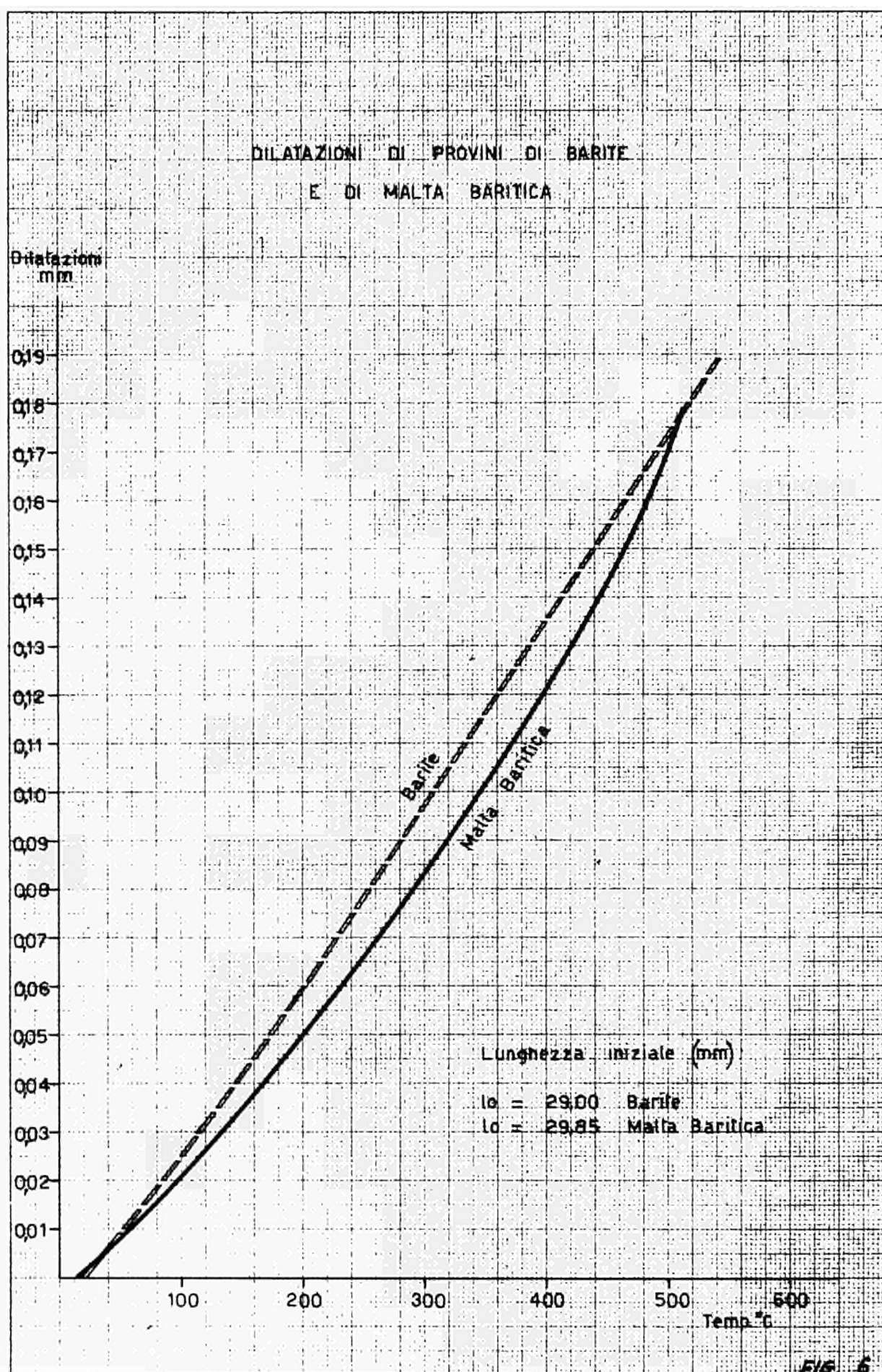
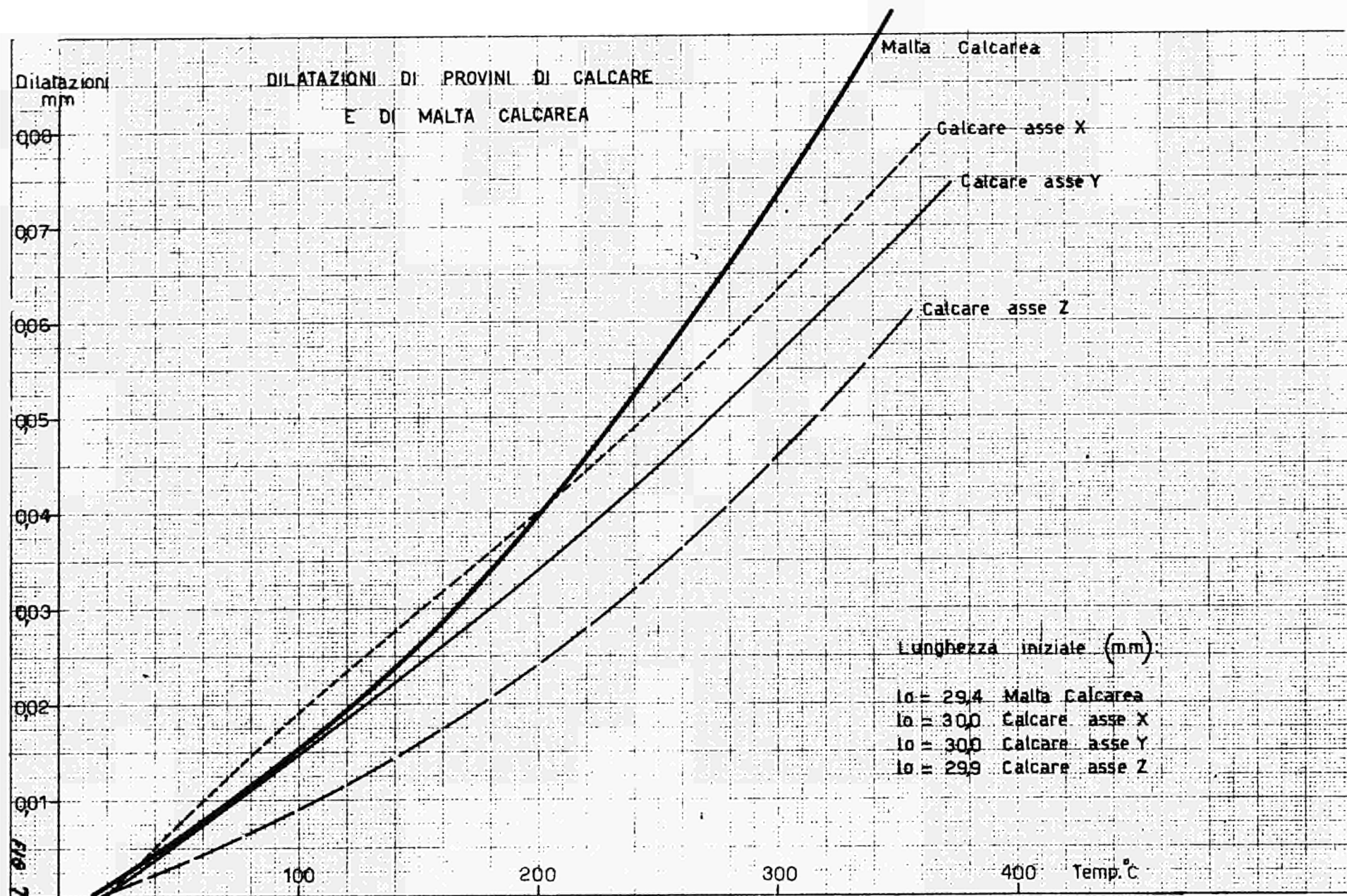
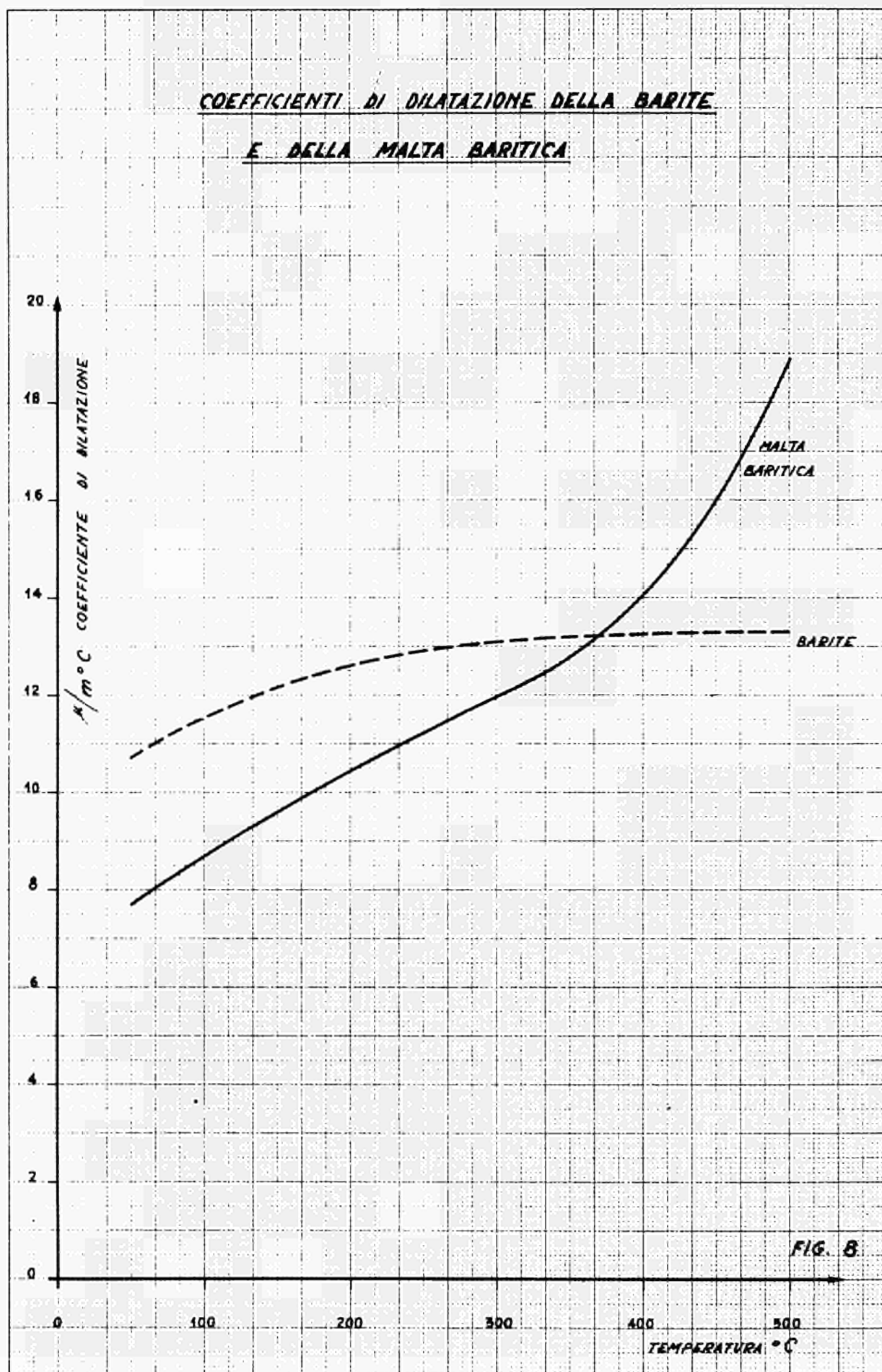


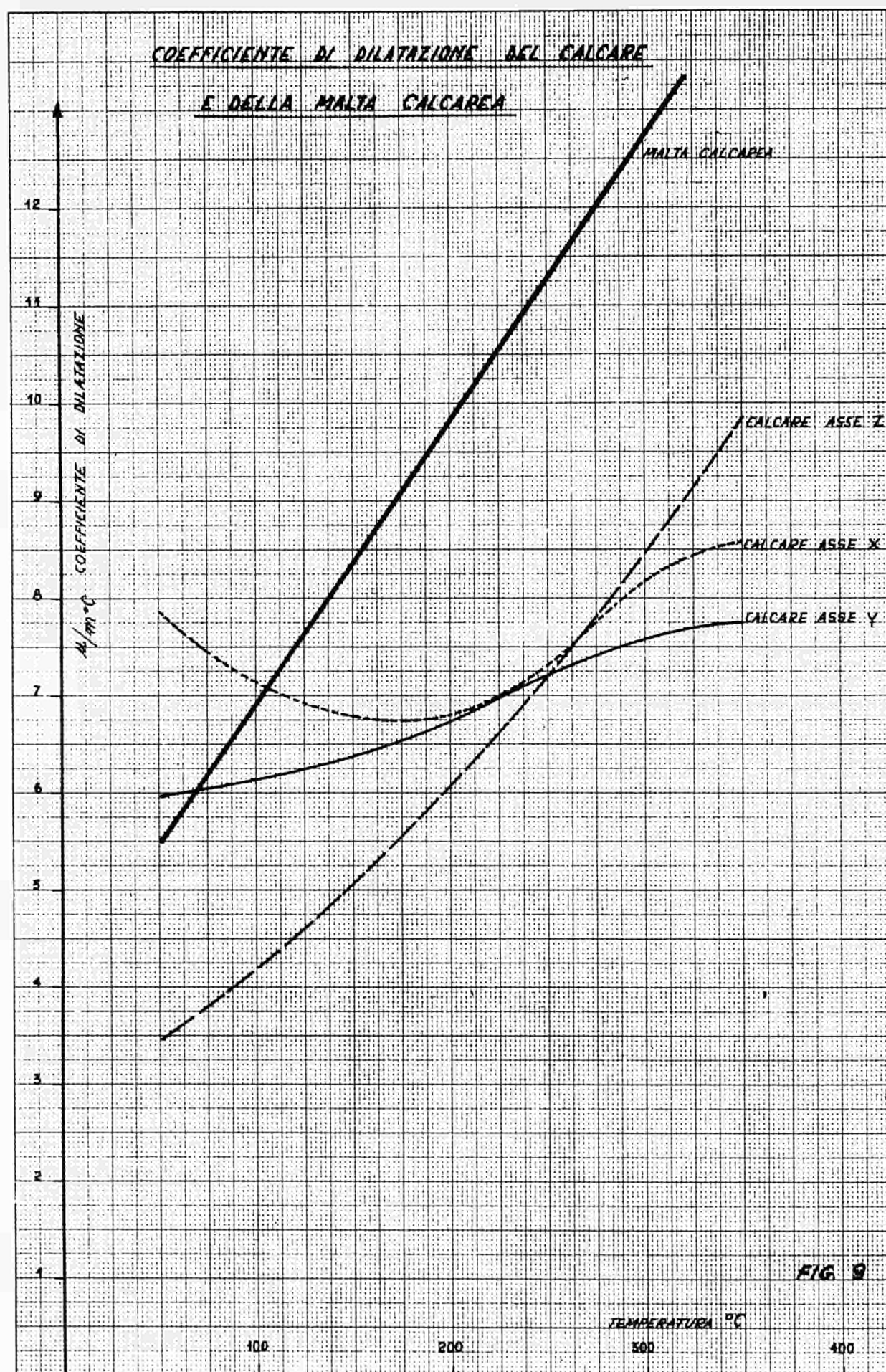
FIG. 6













# MISURE DI CREEP A TEMPERATURA AMBIENTE SU CALCESTRUZZO B.H.T.

## E STANDARD

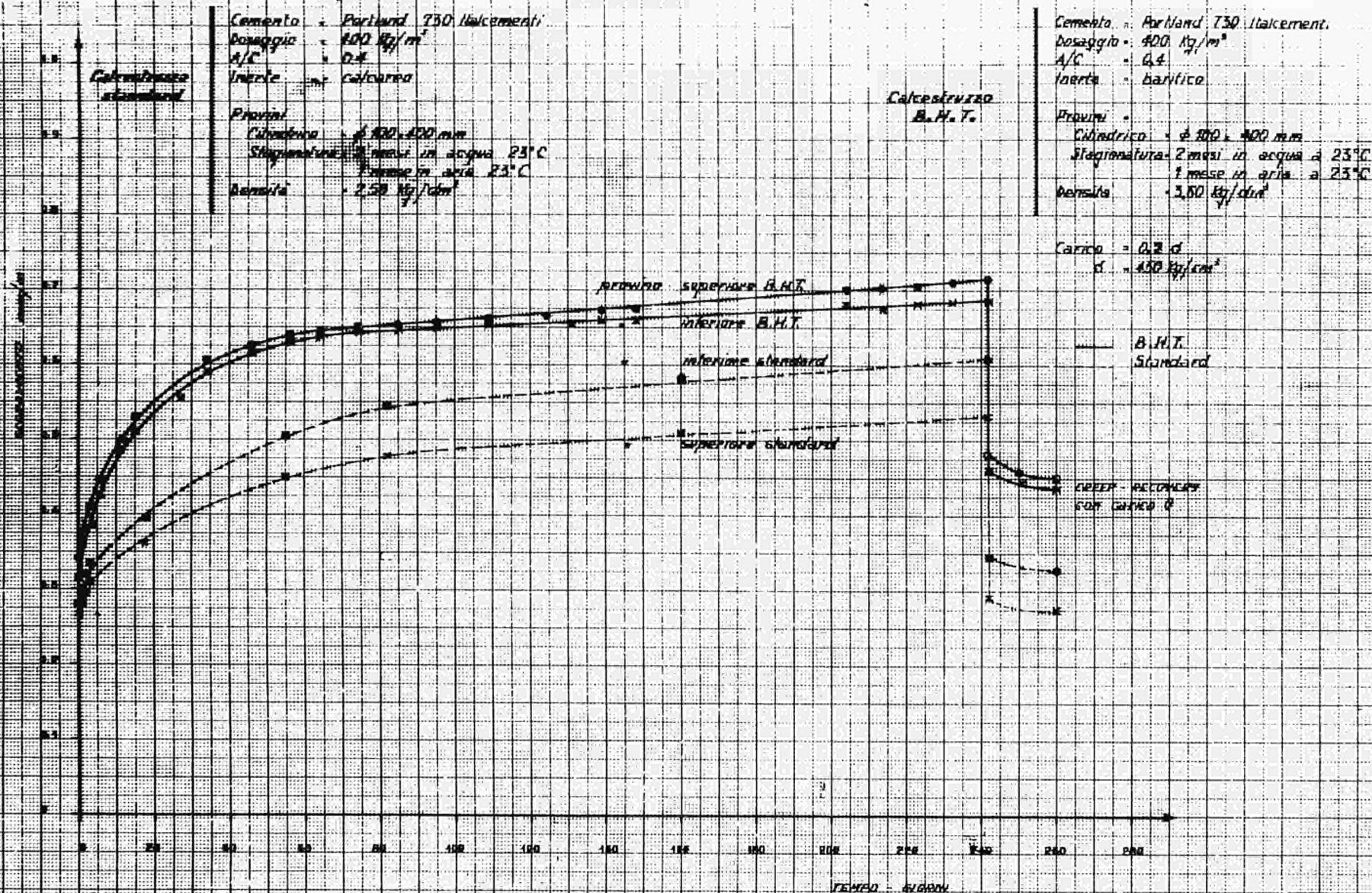
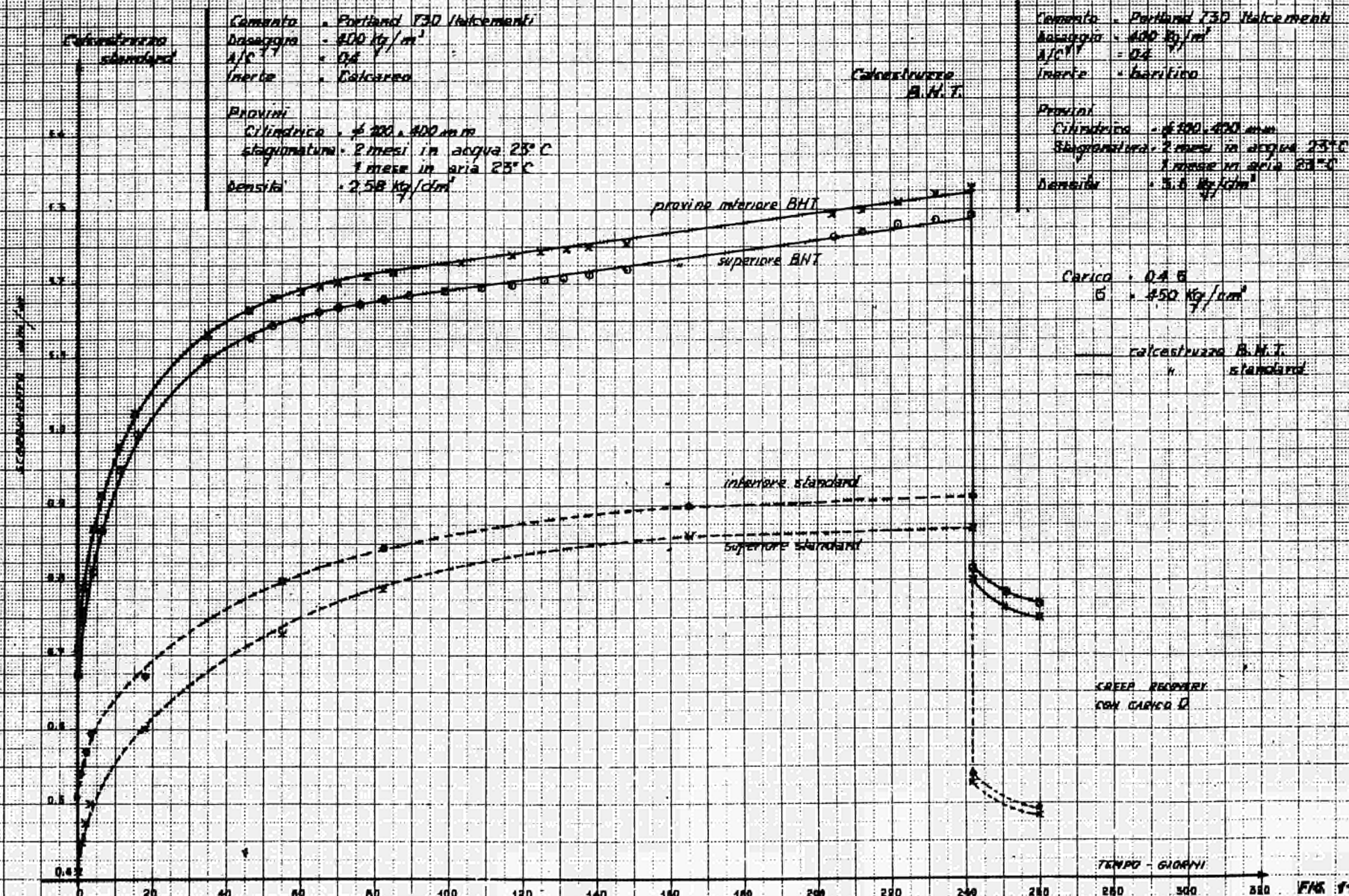


FIG. 10

# RISECCO AI CREEP A TEMPERATURA AMBIENTE SU CALCESTRUZZO B.H.T. E STANDARD





# MISURA DI CREEP A TEMPERATURA AMBIENTE SU CALCESTRUZZO B.H.T. E STANDARD

Calcestruzzo standard

Cemento - Portland 750 Italcementi  
Doseggio - 420 kg/m<sup>3</sup>  
A/C - 0,8  
Inerte - Gialtanea

Prova  
Cilindrica -  $\phi$  100 x 400 mm  
Stagionatura - 2 mesi in acqua a 23°C  
1 mese in aria a 23°C  
densità - 258 kg/dm<sup>3</sup>

Calcestruzzo B.H.T.

Cemento - Portland 750 Italcementi  
Doseggio - 400 kg/m<sup>3</sup>  
A/C - 0,4  
Inerte - barilico

Prova  
Cilindrica -  $\phi$  100 x 400 mm  
Stagionatura - 2 mesi in acqua a 23°C  
1 mese in aria a 23°C  
densità - 258 kg/dm<sup>3</sup>

Carico - 0,8  $\sigma_c$   
 $\sigma_c$  - 450 kg/cm<sup>2</sup>

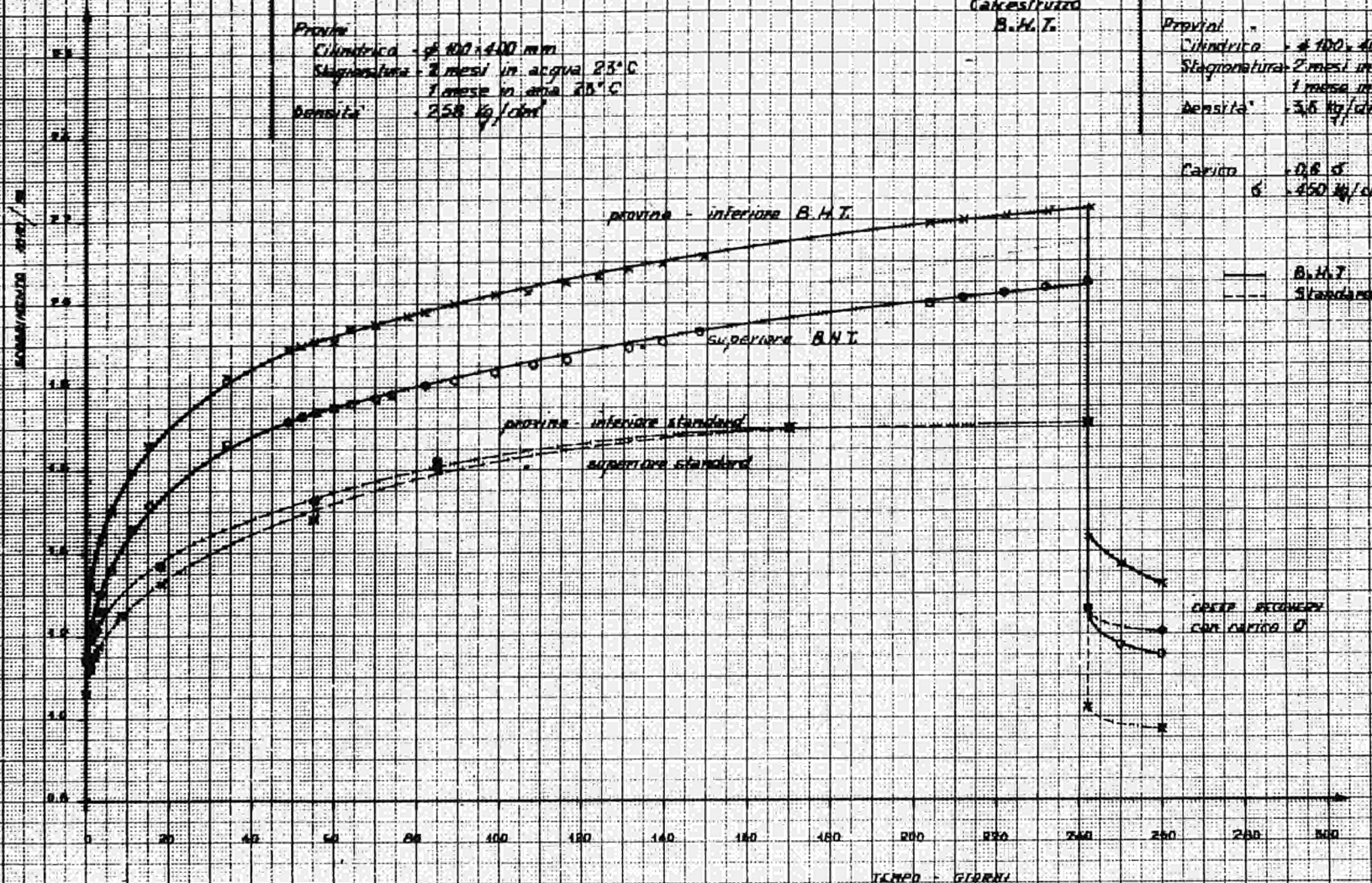


FIG. 12

# MISURE DI CREEP AD ALTA TEMPERATURA

Calcestruzzo  
standard

Cemento - Portland 730 Italcementi  
Dosaggio - 400 Kg/m<sup>3</sup>  
A/C - 0,4  
Inerte - Calcareo  
Provini  
Cilindrico -  $\phi 100 \times 400$  mm  
Stagionatura - 1 mese in acqua a 23°C  
1 mese in aria a 23°C  
Densità - 2,58 Kg/dm<sup>3</sup>

Calcestruzzo  
B.H.T.

Cemento - Portland 730 Italcementi  
Dosaggio - 400 Kg/m<sup>3</sup>  
A/C - 0,4  
Inerte - Basaltico  
Provini  
Cilindrico -  $\phi 100 \times 400$  mm  
Stagionatura - 1 mese in acqua a 23°C  
1 mese in aria a 23°C  
Densità - 3,54 Kg/dm<sup>3</sup>

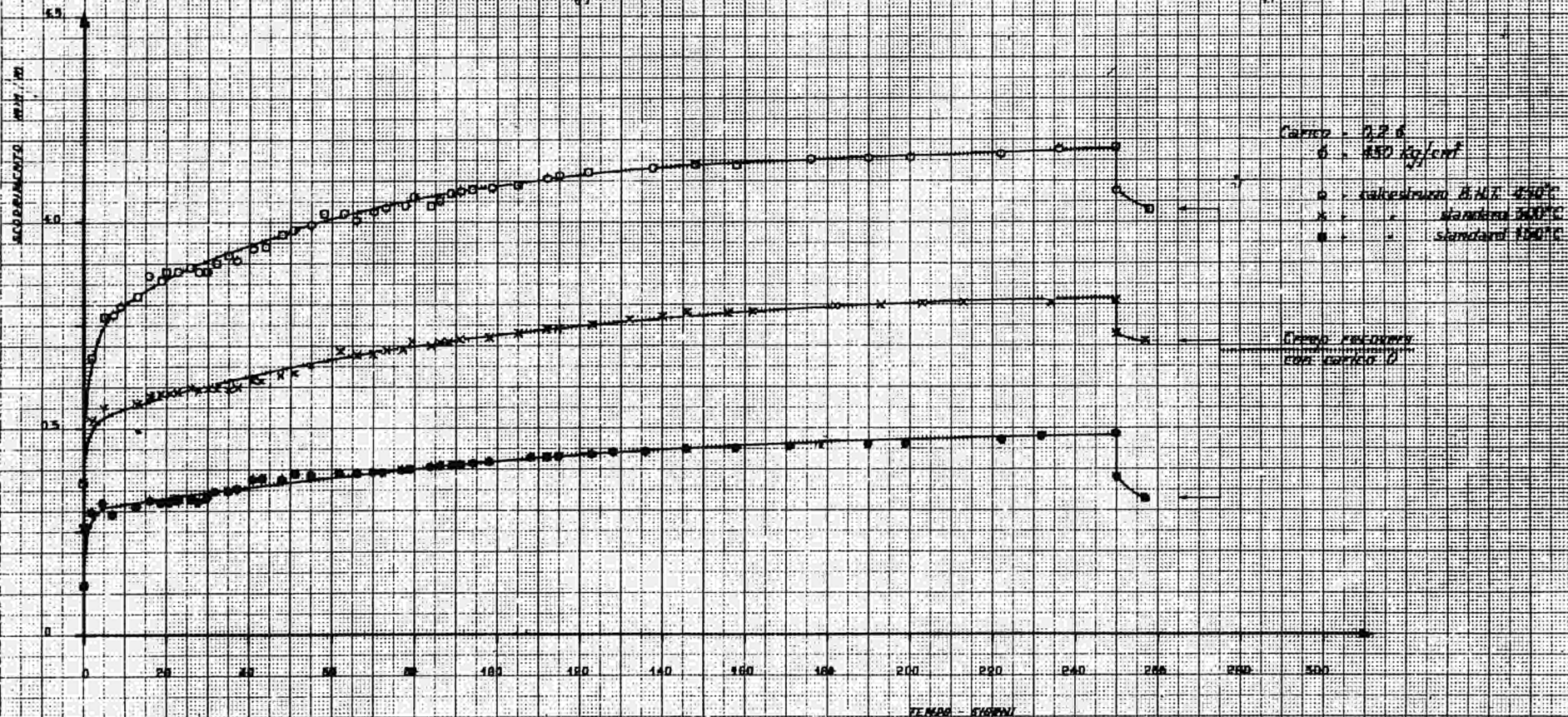


Fig. 13



# MISURE DI CREEP AD ALTA TEMPERATURA

Cakestruzzo  
standard

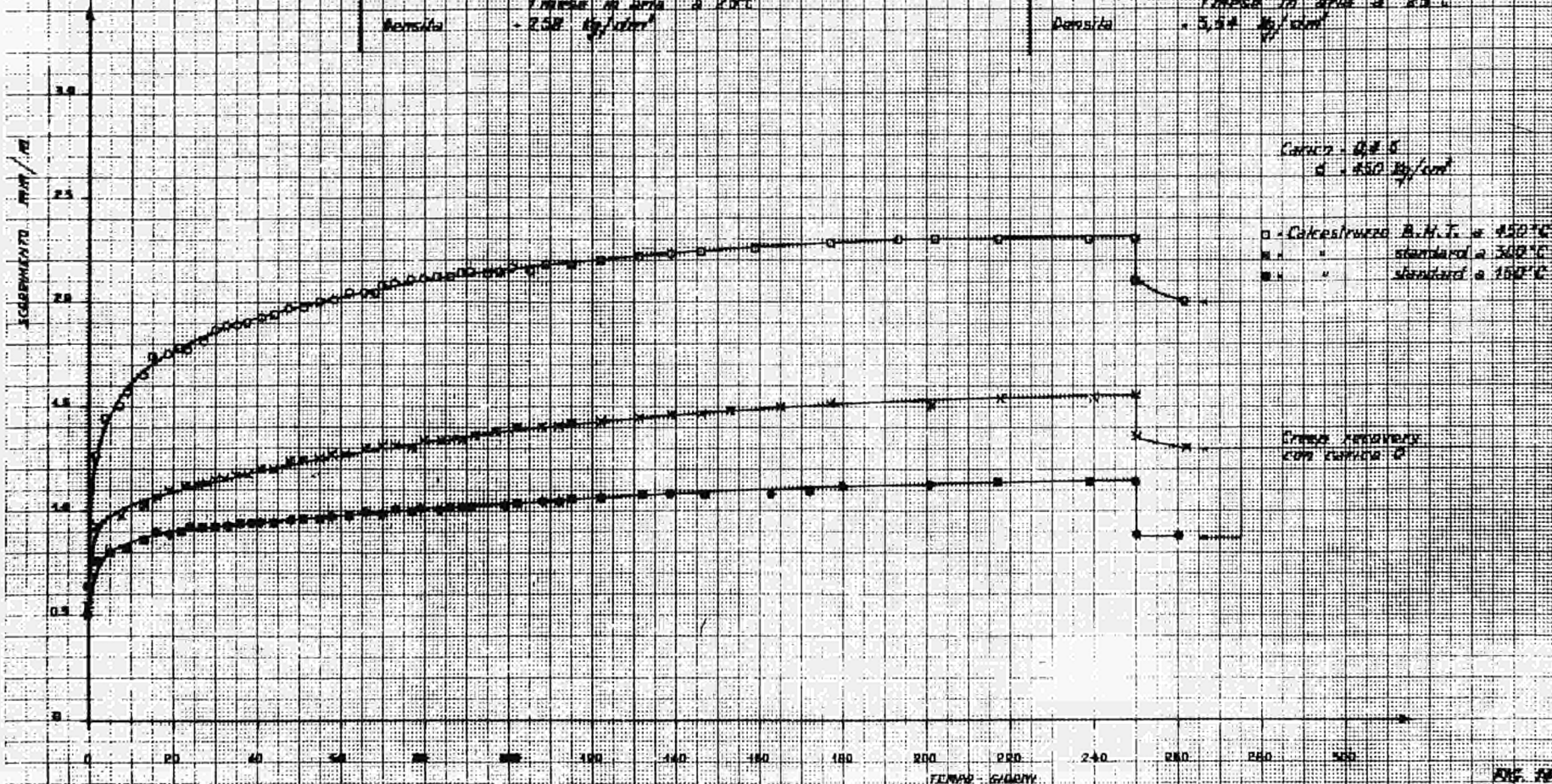
Cemento - Portland 750 Italcementi  
Densità - 400 kg/cm³  
A/C - 0.4  
Inerte - calcareo

Prova  
Cilindrico -  $\phi 100 \times 400$  mm  
Stagionatura - 1 mese in acqua a 23°C  
1 mese in aria a 23°C  
Densità - 2.38 kg/cm³

Cakestruzzo  
B.H.T.

Cemento - Portland 750 Italcementi  
Densità - 400 kg/cm³  
A/C - 0.4  
Inerte - baritico

Prova  
Cilindrico -  $\phi 100 \times 400$  mm  
Stagionatura - 1 mese in acqua a 23°C  
1 mese in aria a 23°C  
Densità - 3.54 kg/cm³



# MISURE DI CALCEP AD ALTA TEMPERATURA

Calcestruzzo standard

Prova: F.C. 2nd F.C. 11/12/1952  
 Dimensione: 100 kg/m  
 A/C: 0.4  
 Inerte: Calcestruzzo

Prova: Ciliindrica -  $\phi 100 \times 400$  mm  
 Stagionatura - 1 mese in acqua a  $23^\circ\text{C}$   
 1 mese in aria a  $23^\circ\text{C}$   
 Densità -  $2.50 \text{ kg/cm}^3$

Calcestruzzo B.H.T. in

Cemento - Portland 750 Italcementi  
 Dimensione: 100 kg/m  
 A/C: 0.4  
 Inerte: barile

Prova: Ciliindrica -  $\phi 100 \times 400$  mm  
 Stagionatura - 1 mese in acqua a  $23^\circ\text{C}$   
 1 mese in aria a  $23^\circ\text{C}$   
 Densità -  $2.54 \text{ kg/cm}^3$

Carga - 0.6 t  
 $\sigma = 450 \text{ kg/cm}^2$

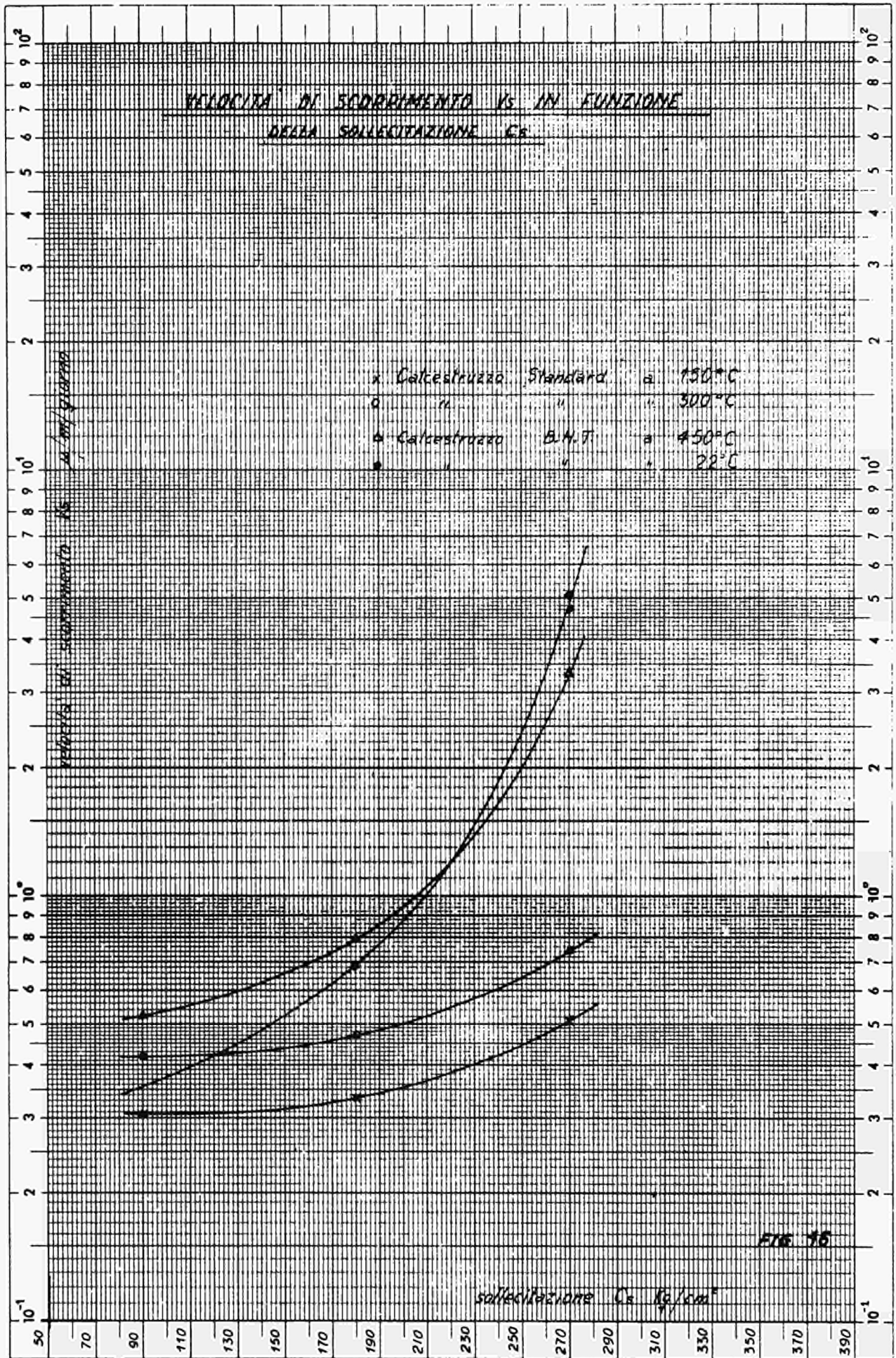
$\sigma$  - Calcestruzzo B.H.T. a  $450^\circ\text{C}$   
 $\times$  - standard a  $500^\circ\text{C}$   
 $\bullet$  - standard a  $550^\circ\text{C}$

Creep recovery  
 costante 0

TEMPO - G/DENI

FIG. 15





Eine Achse logarith. geteilt von 1 bis 1000, Einheit 90 mm, die andere in mm

COEFFICIENTE DI CONDUCEBILITÀ TERMICA

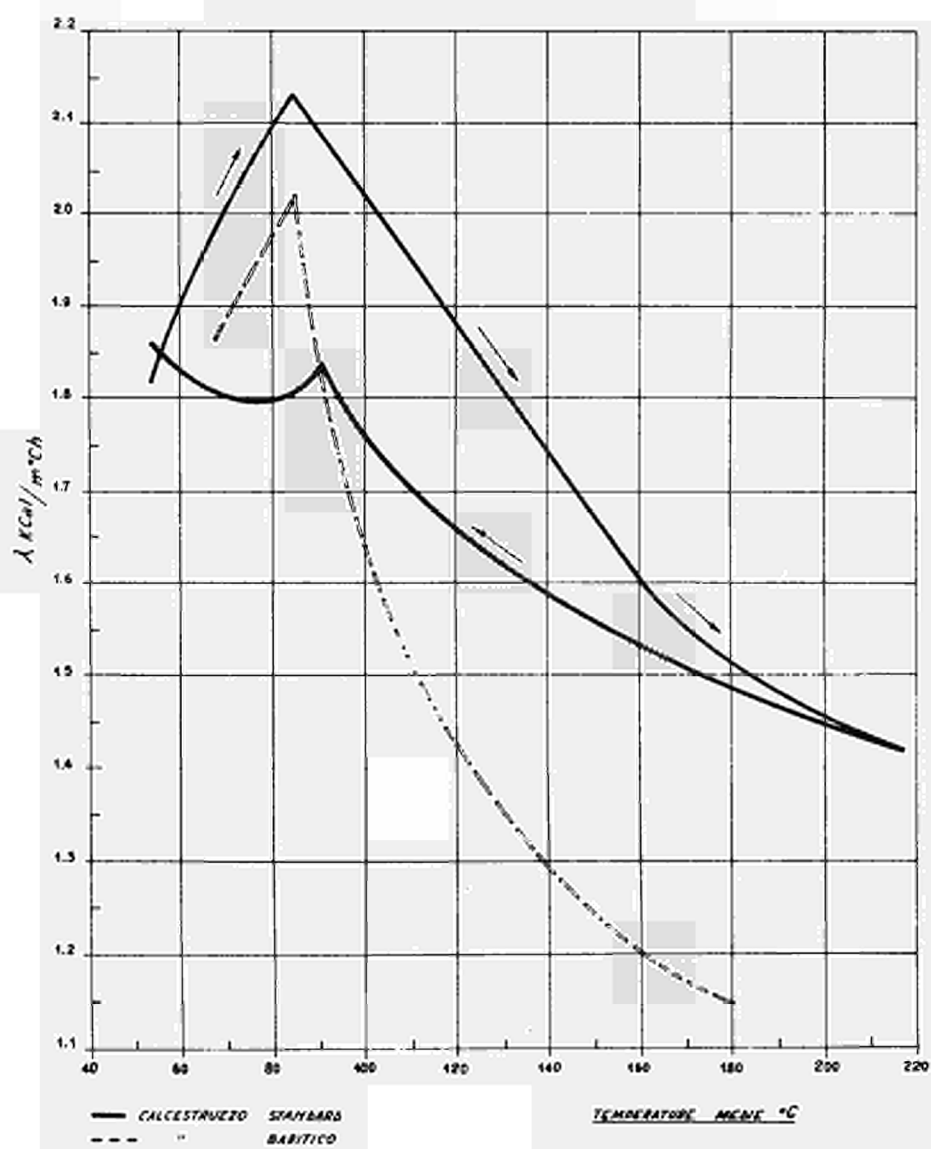
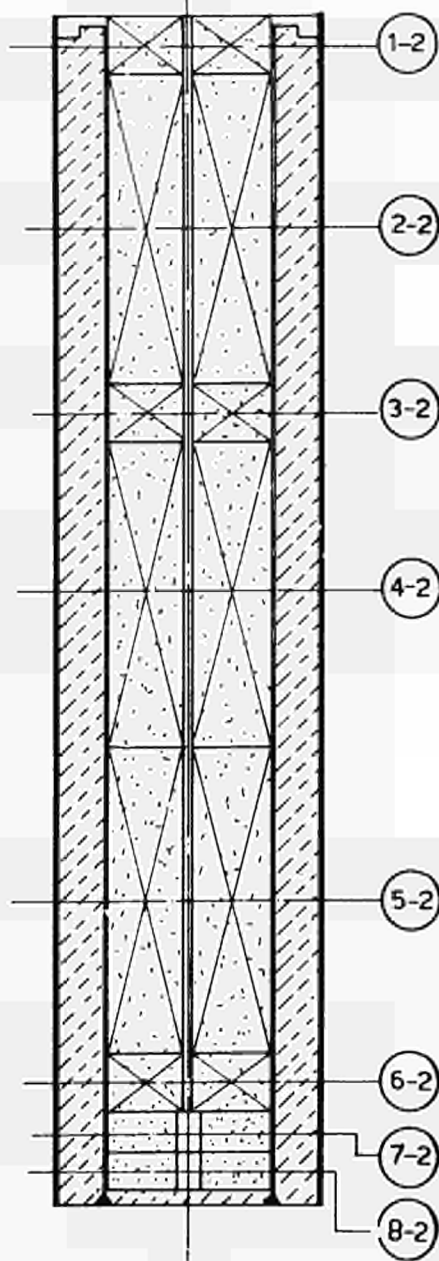
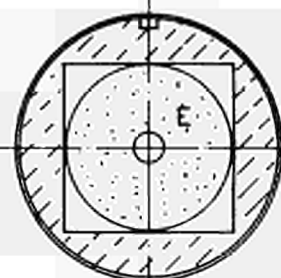
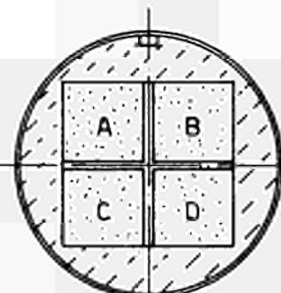
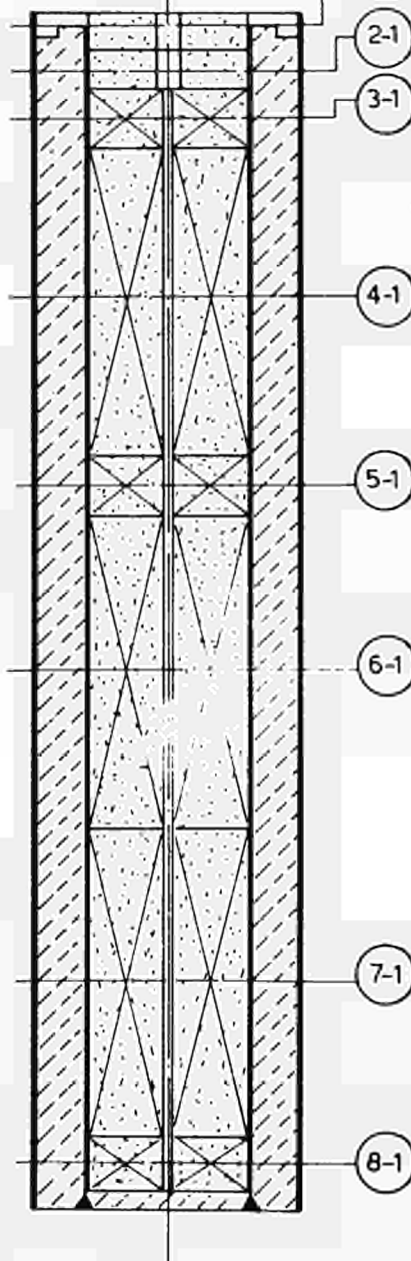


FIG. 17

**RIG 2**



**RIG 1**

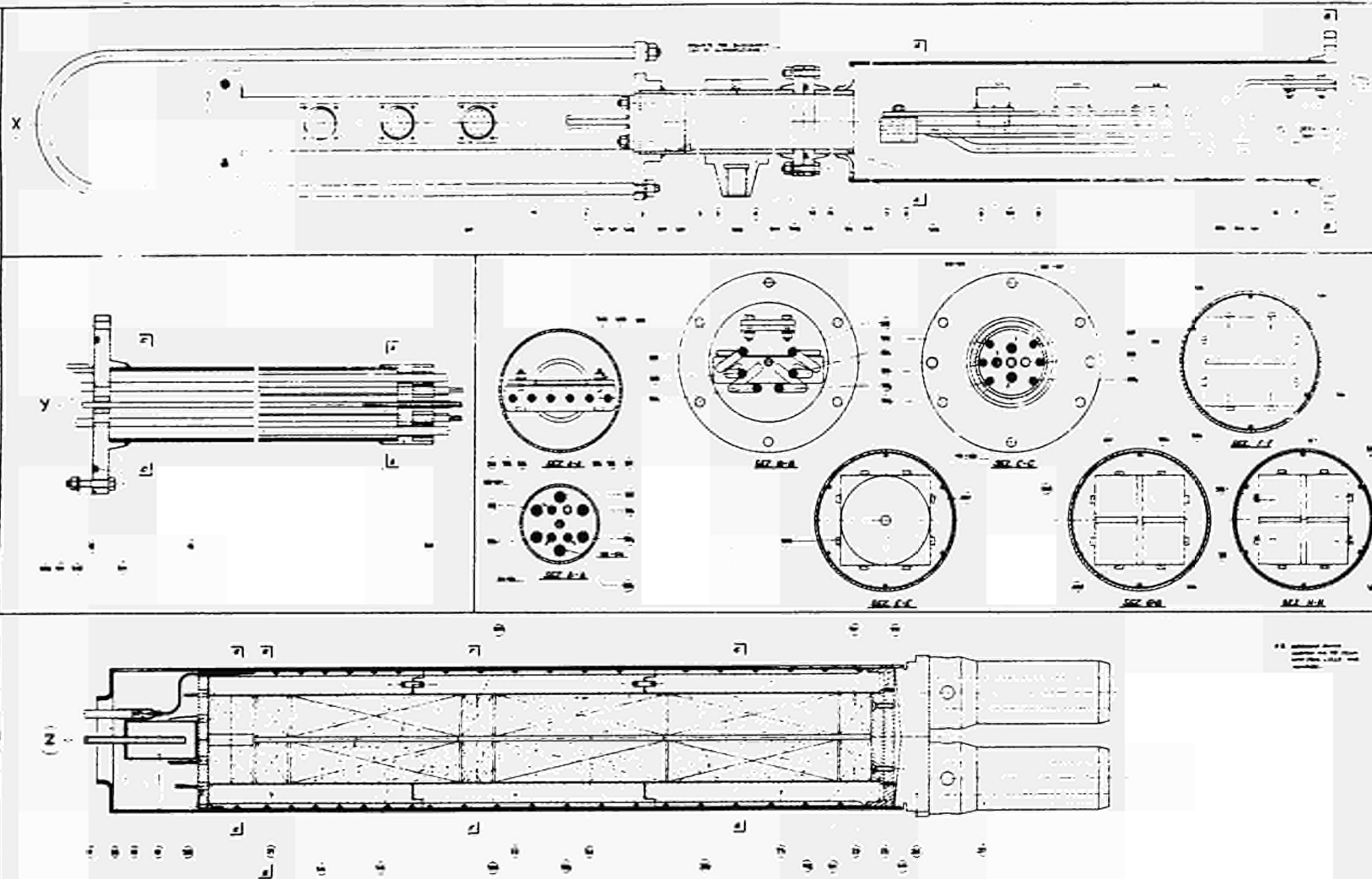


SEZ.	DISPOSIZIONE PROVINI				
	A	B	C	D	E
RIG 1	1-1				1 *
	2-1				7
	3-1	35	32	47	36
	4-1	69 *	66 *	68 *	67 *
	5-1	37	33	48	38
	6-1	77	74	76	75
	7-1	73 *	70 *	72 *	71 *
	8-1	39	34	49	40
RIG 2	1-2	23	20	44	24
	2-2	87	84	86	85
	3-2	25	21	45	26
	4-2	83	146	147	82
	5-2	81	78	80	79
	6-2	27	22	46	28
	7-2				2 *
	8-2				8

POS	PROVINO	CONFEZ.
▲	PORTLAND 730 ITALCEMENTI	ITALCEMENTI
●	" " "	LATINA
*	BARITICO	"
○	PORTLAND 730 ITALCEMENTI	"

0	25-11-64	EMISSIONE			
INDICE	DATA	MODIFICHE	DISEGN.	CONTR.	APPROV.
<b>SNAM PROGETTI</b> L.R.S.R.			SETTORE NUCLEARE		
<b>RIG D'IRRAGGIAMENTO</b>			<b>Fig.18</b>		
<b>DISPOSIZIONE PROVINI</b>			COMM.		
INDICE			SCALA		
SOSTITUISCE IL			SOSTITUITO DAL		

Fig. 19



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----



THE EFFECTS OF REACTOR RADIATION ON CONCRETE

B.T. KELLY, J.E. BROCKLEHURST,  
D. MOTTERSHEAD, MRS. S. McNEARNEY

United Kingdom Atomic Energy Authority, Reactor Materials  
Laboratory, Culcheth, Nr. Warrington, Lancs

and

I. DAVIDSON

United Kingdom Atomic Energy Authority, G.R.D., Risley,  
Nr. Warrington, Lancs

N° 8

## 1. INTRODUCTION

The development of pre-stressed concrete pressure vessels for nuclear reactors has led to many studies of the behaviour of concrete in such a structure.<sup>(1)</sup> A review<sup>(2)</sup> of existing studies on the effect of reactor radiation on the properties of concrete, revealed that many experiments had been carried out but the dosimetry was either inadequate or the post-irradiation examination was limited. No clear evidence of any radiation effect had been found; (although more recent studies in Russia<sup>(3)</sup> and France<sup>(4)</sup> have shown definite effects). The Reactor Materials Laboratory, Culcheth, therefore undertook a study of the effects of reactor radiation on high strength P.C.P.V. concrete and its separate components, cement paste and aggregate. An attempt was also made to estimate the neutron dose required to produce the equivalent damage to the concrete in a Materials Testing Reactor to that which would occur in the very soft neutron spectrum of a P.C.P.V.

The programme of study divides naturally into two parts.

- a) The study of the physical property changes and gas generation of two types of concrete (made with Ordinary Portland Cement and two distinct aggregates under otherwise identical conditions) when exposed to reactor radiation and  $\gamma$ -radiation separately.
- b) The study of the effects of reactor radiation on mineral aggregates and cements suitable for P.C.P.V. concrete.

The results of all these studies are reported below.

## 2. EXPERIMENTAL DETAILS

### A) Experimental Materials

Two examples of high strength concrete were prepared using ordinary Portland cement and in one case limestone and the other case flint aggregate.

The concretes were mixed and cast at the Foulness establishment in the form of cylinders (2 $\frac{1}{2}$  in. dia. x ~ 11 in. long) using split steel moulds. Each cylinder after setting and curing in water was cut, using a diamond saw, into 17 discs 2 $\frac{1}{2}$  in. dia., by 0.5 in. thick. The plane surfaces of the discs were dry polished to a surface flatness of  $\pm 25 \mu$  in. and a parallelism of  $25 \mu$  in./in. A total of 650 discs, equally divided between the concretes were prepared in this way. Approximately 50 similar discs 1.75 in. in diameter, by 0.50 in. thick were also prepared for  $\gamma$ -radiation study, again equally divided between the materials\*. The compositions of the two materials are given in Table I. A number of samples were drilled radially using an ultra-sonic drill, at A.E.R.E., Harwell, in order that a thermocouple could be introduced centrally. Sample preparation was completed in November 1966. The samples were stored in wooden boxes (not sealed), at 20°C until irradiations were begun, when they were transferred to groups to be irradiated or serving as control samples. The properties of the unirradiated concrete are given in Table I also.

---

\*The flint samples in this batch were later found to contain limestone as fine aggregate so that the differences were not as marked as required.

TABLE I

Composition and properties of high strength concretes

1. Flint concrete

Composition by weight.	Ordinary Portland Cement	1.00
	$3/8$ in. Aggregate	1.55
	$3/16$ in. Sand	1.15
	Water	0.36

The aggregate and sand were chosen to conform with BSS 812:1960 "Methods of sampling and testing mineral aggregates, sands and fillers", and BSS 882,1201:1965 "Aggregates from natural sources for concretes" (including granolithic).

The aggregate and sand details were:

- a)  $3/8$  in. Aggregate: Classification - Flint Group  
Particle shape - Irregular (BSS 812:1960)  
Texture - Smooth  
Specific gravity - 2.62 gm/cm<sup>3</sup>  
Absorbtion (24 h) - 0.9%

Grading:

<u>Sieve size</u>	<u>% Passing sieve</u>	<u>BSS:1965 Table I</u>
$3/4$ in.	100	100
$3/8$ in.	94.5	85-100
$3/16$ in.	8.2	0-20

- b)  $3/16$  in. sand: Classification - Flint group  
Particle shape - Irregular (BSS 812:1960)  
Texture - Smooth  
Specific gravity - 2.63 gm/c.c.  
Absorbtion (24 h) - 1%

Grading:

<u>Sieve size</u>	<u>% Passing sieve</u>	<u>BSS 882:1965 (Table II, Zone 3)</u>
$3/8$ in.	100	100
$3/16$ in.	98.14	90-100
No. 7	88.18	85-100
14	79.14	75-100
25	64.06	60-79
52	16.95	12-40
100	1.05	0-10
200	0.21	-



TABLE I (Continued)

The physical properties of the aggregate (selected pieces) are given in Table II.

Physical properties of flint aggregate concrete.

Density	-	2.31 gms/cm <sup>3</sup>
Thermal conductivity	-	$4.07 \times 10^{-3}$ cal/cm/sec/°C
Tensile strength	-	780 lbs/in <sup>2</sup>
28-day compressive strength	-	8,605 lbs/in <sup>2</sup>

2. Limestone Concrete

Composition by weight	
Ordinary Portland Cement	1.00
Aggregate < <sup>3</sup> / <sub>8</sub> in.	2.7
Water	0.36

Aggregate details:

Classification	-	Limestone group
Particle shape	-	Angular (BSS 812:1966)
Texture	-	Rough
Specific gravity	-	2.55 gms/cm <sup>3</sup>
Absorbtion (24 h)	-	0.78%

Grading:

<u>Sieve size</u>	<u>% Passing sieve</u>	<u>BSS 1201:1955 Table III</u>
$\frac{1}{2}$ in.	100	100
$\frac{3}{8}$ in.	82.64	95-100
$\frac{3}{16}$ in.	31.61	30-60
No. 7	25.16	20-50
17	18.8	15-40
25	12.89	10-30
52	8.74	5-15
100	5.71	0-5
200	3.01	-

The physical properties of the aggregate (selected pieces) are given in Table II.

Physical properties of limestone aggregate concrete.

Density	-	2.38 gm/cc .
Thermal conductivity	-	$3.49 \times 10^{-3}$ cal/cm/sec/°C
Tensile strength	-	1000 psi
28-day compressive strength	-	10,152 psi

TABLE I (Continued)

The cement used for both concretes was ordinary Portland cement (see BSS:1958 "Portland Cement" Ordinary and Rapid Hardening) with the following measured properties (other than those in Table II).

Strength (Standard crushing test on a cube) at 3 days 3490 psi  
(BS12 - 2200 psi)  
at 7 days 4975 psi  
(BS12 = 3400 psi)

Setting time: Initial set = 2 h 51½ min. (BS12 = not less than 45 min.)  
Final set = 4 h 52 min. (BS12 = not greater than 10 h)

Soundness: Expansion 1-5 mm (BS12 = not more than 10 mm).

The aggregate samples were received in a variety of forms and sizes - in general samples were cut from hand selected pieces apparently free from faults and inclusions. The samples were cut in the form of cylinders 0.250 in. dia. and < 0.50 in. long, no attempt being made to maintain a consistent orientation since none was discernible in the as-supplied pieces. The end faces were lapped and polished to a flatness of 10 µ in. and a parallelism of 10 µ in./in. Cement paste samples prepared using the same ordinary Portland cement were cut to the same dimensions and finished in the same way as the aggregate samples. The aggregates are listed in Table II; the unirradiated properties are also given, together with those of the cement paste.

In all cases samples were inscribed with a code number using a Vibro-tool, for future identification.

TABLE II

Aggregate and cement paste properties

Material	Physical properties of selected aggregate pieces				
	Density $\rho$ gms/cc	Thermal diffusivity $\alpha_0$ $\text{cm}^2 \text{sec}^{-1}$	Thermal expansion coefficient (20-120°C) $\alpha$ $^{\circ}\text{C}^{-1}$	Young's modulus psi	Strength psi
Cromhall Limestone	2.68	0.012	$7.55 \times 10^{-5}$	$- \times 10^5$	-
Foster Yeoman "	2.72	0.014	4.92	115	2230
Hillhouse Whinstone*	2.96	0.0089	7.2	150	4270
High Mag. Limestone	2.68	0.0107	6.25	-	-
Low " "	2.61	0.0119	7.1	-	-
Limestone (Eperston)	2.68	0.0131	5.6	-	-
Greywacké	2.75	0.0165	9.0	122	4130
High E Dolerite*	2.94	0.0071	6.9	148	3420
Low E " *	2.96	0.0082	6.6	122	3850
Trachy Andesite	2.55	0.0063	5.6	50	1880
Hornfels	2.56	0.0112	6.4	130	4950
Flint	2.74	0.014	7.86	125	6500
Limestone	2.54	0.013	6.35	105	3300
Basalt*	2.97	-	-	142	3550
Ordinary Portland cement paste	1.87	-	-	32	1500

\*Similar materials

B) Irradiation Facilities

The reactor irradiations were carried out in a specially developed rig in the HERALD reactor at the Atomic Weapons Research Establishment, Aldermaston. The rig design is shown in Fig. 1 and a cut-away illustration is given in Fig. 2. The rig occupied a fuel element position on the edge of the reactor core during irradiation. Each rig contained twenty-four concrete discs equally divided between the two types of concrete. The samples were subdivided into groups of eight, each group enclosed in a separate aluminium box with a controlled (Helium) atmosphere. The plane surfaces of the concrete discs were in contact with the longest plane surfaces of each box, thus ensuring good heat transfer to the reactor water coolant. The thin aluminium walls of the box were flexible so that little restraint to sample dimensional changes was offered while the head of water (unpressurised) of the reactor was sufficient to maintain thermal contact. Three samples in each box were radially drilled and fitted with thermocouples to monitor the irradiation temperature. The neutron flux monitors (Ni and Co were contained in silica tubes in dummy aggregate samples) and cement and aggregate samples were irradiated in hollow cylindrical spacers which located the concrete discs in each box.

The rig atmosphere was pure helium supplied via capillary tubes to each box; the pressure was maintained below 17 psi absolute in order to allow some collapse of the aluminium boxes under the external water pressure. Measurements

of the pressure and composition of the rig atmosphere were made using the twin capillary tubes to each box. Measurements of rate of pressure build-up on sealing the rig were also used to obtain rates of gas evolution, care being taken not to over-pressurise the boxes.

A total of four rigs were irradiated, three containing concrete and aggregate samples, the remaining one being devoted to aggregate samples alone. The rigs were irradiated for varying periods between 1 day and 40 days to give a wide variation in dose. The aggregate rig was irradiated for 40 days. In all cases the irradiation temperature was  $45^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ .

The samples subjected to  $\gamma$ -radiation were exposed at  $20^{\circ}\text{C}$  in a standard cylindrical rig in the Technical Irradiation Group pond at the Atomic Energy Research Establishment Harwell. The 1.75 in. dia. concrete discs, twenty-two per rig were exposed in a helium atmosphere, subject to a  $\gamma$ -flux of about  $5 \times 10^6$  rads/h. In some cases the discs were separated by mild steel discs of thickness  $30 \times 10^{-3}$  in. and the same diameter. These were used to look for evidence of corrosion effects under irradiation. This type of rig was exposed to two consecutive irradiations, yielding doses  $2.27 \times 10^{10}$  rads and  $4.7 \times 10^{10}$  rads respectively. A similar rig containing two solid concrete cylinders immersed in ordinary tap water was also irradiated. Each of the cylinders contained an axial embedded mild steel rod. This rig simulates the effect of a broken cooling tube in a concrete pressure vessel, and again was aimed at observing any steel corrosion effects. The mild steel was identical to that of the thin discs and was in the bright surface (as machined) condition when embedded in the cylinders. This rig was irradiated to  $3.6 \times 10^{10}$  rads at  $20^{\circ}\text{C}$ . The steel cylinders were sectioned after irradiation to examine any corrosion effects.

The neutron doses in the reactor irradiation were measured using the  $\text{Co}^{59}(\text{n},\gamma)\text{Co}^{60}$  reaction for thermal neutrons and the  $\text{Ni}^{58}(\text{n},\text{p})\text{Co}^{58}$  reaction for fast neutrons. The fluxes were calculated from activation rates using cross-sections of 38b and 107mb respectively. The  $\gamma$ -fluxes in the  $\gamma$ -irradiations were measured using standard decomposition type monitors employed by the Harwell Irradiation Group. Estimated mean fluxes for the two irradiation facilities are

Herald reactor:	<u>Fast flux</u>	<u>Thermal flux</u>	<u><math>\gamma</math>-flux</u>
	$0.5 \times 10^{13}$	$2.0 \times 10^{13}$	$\sim 10^8$ rads/h

The fast neutron spectrum for this facility is given in Fig. 3. Typical plots of fast and thermal neutron dose along the rig are given in Fig. 4.

### C) Methods of Measurement

The concrete samples were measured for density, thermal conductivity, linear dimensions, Young's modulus and strength using the following methods.

The density was measured by weighing and measuring the linear dimensions with a micrometer. The dimensional changes under irradiation were measured by comparing the disc thickness with standard slip gauges using a Sigma comparator - no accurate measurements were made of disc diameter. The thermal conductivity of the concrete was measured at room temperature using a simple Lee's disc apparatus. The Young's modulus of the disc samples were measured by setting the samples into resonance across a diameter using metallic electrodes attached to the curved faces of the samples as exciting agent in a standard resonance type equipment. The resonant frequency was measured by observing the motion of a second electrode, and modulus changes obtained from the ratio of the squares

of the resonant frequencies. The strength was measured using the Brazilian test in which the sample is compressed across a diameter and in fact fails under tension perpendicular to the diameter. Thin plywood is interposed between the specimens and testing machine platens as a stress distributor.

The aggregate and cement paste sample dimensional changes were measured using the block gauge and Sigma comparator method. Thermal diffusivity measurements were made using the transient method described by Taylor.<sup>(5)</sup> Young's modulus was measured using the longitudinal resonance method, thermal expansion using a silica dilatometer and the tensile strength by the Brazilian method. The engraved sample code letters were centrelessly ground from the samples prior to mechanical testing to remove any stress raiser effects.

Two sets of control samples were maintained for the concrete studies:-

- a) A group of samples stored at 20°C in still air, at a humidity of 68%.
- b) A group of samples in pressurised helium which followed the temperature history of the irradiated samples in a laboratory oven.

Gas samples from the irradiation rigs were taken by helium purging and collection in gas cylinders followed by analysis. In one run a water monitor was attached to the rig outlet to determine direct losses of water vapour.

### 3. EXPERIMENTAL RESULTS

#### A) Rate of Gas Evolution from Concrete

Figure 5 shows measurements of the rate of gas evolution from concrete samples in the second and third irradiation rigs. These results are obtained from the rate of measured pressure rise in the rig over a period of about a day with the rig sealed, and the "free volume" of the rig i.e. (rig volume-volume of contents), computed to be 1290 c.c. The rate of evolution falls off exponentially with time. The composition of the evolved gases is shown in Fig. 6, they consisted mainly of hydrogen, oxygen, nitrogen and carbon monoxide.

Figure 7 shows rate of gas evolution data for the  $\gamma$ -irradiation rig. The results show a very slow decrease in rate the average magnitude being comparable with the early rates in the neutron rigs, up to the time when the samples were unloaded for measurement. Gas composition data are given in Fig. 6. Very low rates, falling to zero after about  $41 \times 10^9$  rads were observed following a period of about one month's exposure to normal laboratory atmosphere. The rig was operated in the slow bleed condition for much of the second irradiation period with an attached moisture monitor to give an indication of direct water vapour loss from the samples. The results of this experiment are shown in Fig. 8 at the commencement of the slow bleed operational time.

The observed weight losses of reactor samples and controls are shown in Fig. 9 as a function of neutron dosage. In the  $\gamma$ -irradiations weight losses of 0.8-1.7% after a dose of 22,700 megarads, and 1.4-3.4% after 47,000 megarads were observed.

#### B) Physical and Mechanical Property Changes of Concrete Samples

The dimensional changes of the two types of concrete as a function of fast neutron dose are shown in Figs 10 and 11 respectively. Data for both concretes under  $\gamma$ -irradiation are in Table V. The thermal conductivity changes (actually given as fractional changes in thermal resistance) are shown in Fig. 12 for both types of material under fast neutron irradiation. The  $\gamma$ -irradiation data are

given in Table V. Changes in the Young's modulus of both materials under neutron radiation are shown in Fig. 13 and under  $\gamma$ -irradiation in the Table V. The changes in tensile strength (Brazilian test) are shown in Fig. 14. In each case where they are available, data on laboratory control samples are shown corresponding to the mean dose in a given rig. A number of samples from the highest dose irradiations showed surprising weight changes - either smaller than expected or in some cases a weight gain - this suggested some water inleakage to one magazine of the highest dose irradiations. The data from these samples is marked on the appropriate figures.

### C) Physical and Mechanical Property Changes of Cements and Aggregates

The linear dimensional changes of the flint and limestone aggregates used in the two concretes studied are shown as a function of fast neutron dose in Fig. 15. Figure 16 shows the dimensional changes of Ordinary Portland cement of the type used in these concretes, plotted as a function of fast neutron dose and weight loss, since these were not apparently related linearly. Figure 17 shows the changes in thermal resistance of the two aggregates. Figure 18 shows the changes in Young's modulus and strength of the aggregates and the Portland Cement paste. Figure 19 shows the dimensional changes of all limestone materials examined, including that used for the concrete studies. Figure 20 shows dimensional changes in all other aggregates examined. Table III below presents changes in thermal diffusivity of aggregates measured at a single dose only. Figure 21 shows changes in the elastic moduli of aggregates as a function of neutron dose. Thermal expansion coefficient measurements ( $-196^{\circ}\text{C}$  to  $+20^{\circ}\text{C}$ ) on aggregates are given in Table IV. Tensile strength measurements of aggregates are shown in Fig. 22.

TABLE III

Thermal diffusivity changes in aggregates irradiated to  
 $1.60 \times 10^{19}$  n.v.t. (Fast) and  $6.85 \times 10^{19}$  n.v.t. (Thermal)

<u>Aggregate</u>	<u>Fractional change in thermal diffusivity (<math>\alpha/\alpha_0 - 1</math>)</u>	<u>Unirradiated diffusivity <math>\alpha_0</math> .cm<sup>2</sup> sec<sup>-1</sup></u>
Cromhall Limestone	0.70	0.012
Foster Yeoman "	0.65	0.014
Hillhouse Whinstone	1.40	0.0089
High Mag. Limestone	0.65	0.0107
Low " "	1.15	0.0119
Greywacké	1.45	0.0165
Limestone (Esperston)	0.75	0.0131
High E. Dolerite	1.1	0.0071
Low E. "	1.1	0.0082
Trachy Andesite	0.45	0.0063
Hornfels	0.8	0.0112

TABLE IV

Thermal expansion coefficients (-196°C to +20°C) of

Aggregated materials

<u>Material</u>	<u>Fast neutron dose n.v.t.</u>	<u>Thermal expansion coefficient</u>	
		<u>As irradiated °C<sup>-1</sup></u>	<u>Pre-irradiation °C<sup>-1</sup>*</u>
Cromhall Limestone	2.46 x 10 <sup>19</sup>	+0.7 x 10 <sup>-6</sup>	-2.0 - +1.8
Foster Yeoman "	"	1.4	1.8
Hillhouse Whinestone	"	5.5	5.7
High Mag. Limestone	2.24	2.8 )	1.7
	2.46	3.1 )	
	1.65	3.0 )	
	1.10	3.4 )	
Low Mag. "	2.24	2.2 )	1.3
	2.46	4.2 )	
	1.65	4.2 )	
	1.10	1.7 )	
Esperston "	2.46	0.9	0.6
Greywacké	2.46	6.5	6.8
High E Dolerite	2.46	5.7	5.8
Low E Dolerite	2.46	5.8	5.0
Trachy Andesite	2.46	4.5	5.6
Hornfels	2.46	4.7	4.7

\*Not measured on same samples.

Average value of 2-4 other samples.

TABLE V

Effect of  $\gamma$ -irradiation on concrete samples

- a) Results from first irradiation to 22,700 Megarads at 20°C.  
 Concrete age when measured in unirradiated state 5 months.  
       "      "      "      "      "      " post-irradiation 1 year 5 months.

Sample no.	Density gms/cc	Dimensional change %	Fract. change in thermal resistance ( $K_0/K - 1$ )	Tensile strength psi	Wt. loss %
a) Concrete with $3/8$ in. limestone and $3/16$ in. flint aggregate					
1	2.41	-0.17		-	0.82
2	2.39	-0.07		-	0.97
3	2.39	+0.052		-	1.01
4	2.38	+0.063	0	-	0.97
5	2.40	-0.028	-0.1	-	0.93
6	2.40	+0.01		-	0.98
7	2.41	+0.03		-	0.86
8	2.41	-0.014		-	0.86
9	2.41	+0.076		-	0.89
10	2.39	+0.014		-	0.87
11	2.38	-0.018		-	0.77
MEAN		-0.004	-0.05		0.90
b) Concrete with limestone aggregate					
12	2.39	+0.006		960	0.95
13	2.40	-0.05		1070	0.99
14	2.41	-0.08			0.92
15	2.40	+0.04			0.99
16	2.39	-0.5		1090	0.97
17	2.42	+0.04	+0.1		0.97
18	2.32	0		870	1.34
19	2.32	-0.08	0		1.29
20	2.21	+0.03			1.70
21	2.25	-0.15			1.44
22	2.27	-0.05			1.11
MEAN		-0.03	+0.05	997	1.15



TABLE V (Continued)

b) Results from second irradiation to 47,000 megarads.  
Concrete age when measured post-irradiation 2 years 4 months.

Sample no.	Density gms/cc	Dimensional change %	Fract. change in thermal resistance ( $K_0/K - 1$ )	Tensile strength psi	Wt. loss %	Young's modulus psi
a) Concrete with $3/8$ in. limestone and $3/16$ in. flint aggregate.						
1	} Mean 2.40	-0.21	0.25	980	1.80	$60.8 \times 10^5$
4		+0.04			1.74	60.5
7		+0.04		1090	1.91	63.1
9		-0.02	0.22	1090	1.99	62.0
6		+0.04			1.75	63.0
10		0		670	2.14	46.4
11		-0.04		710	2.05	48.6
MEAN		0.023	0.23	908	1.91	57.8
b) Concrete with limestone aggregate.						
14	} 2.40	-0.10	0	910	1.72	57.9
15		+0.06		940	1.93	56.8
17		-0.02			1.42	56.9
23	2.21	0		890	3.38	44.2
21	2.25	-0.16		990	3.07	48.6
19	2.32	-0.11	0		2.26	53.3
22	2.27	-0.10		886	2.73	48.0
MEAN		-0.062	0	925	2.35	52.2

#### 4. DISCUSSION OF RESULTS

The work described in this report was carried out with several objectives:

- To observe definite effects of reactor radiation on the properties of concrete in order to establish whether a limiting dose was likely above which the effects render the material unusable in P.C.P.V's. No attempt was made to simulate the state of P.C.P.V. concrete during the irradiation.
- To examine any effects of reactor radiation on the corrosion of mild steel in wet or dry concrete.
- To examine any gas generation in the concrete due to radiolysis.
- To make at least a preliminary attempt to relate the observed changes to those expected in a pressure vessel.

The extent to which these objectives have been achieved can be discussed in turn.

The data show quite clearly that in the range of neutron doses examined i.e.  $10^{18} - 4 \times 10^{19}$  n.v.t. (Fast) pronounced changes due to irradiation occur in both concretes and aggregates. The properties observed to change in concrete are linear dimensions, strength, Young's modulus, thermal conductivity and weight, and since these effects are substantial, a limitation to the life of a P.C.P.V. at these temperatures probably does exist. The data from the  $\gamma$ -irradiations, although they cover only a small part of the  $\gamma$ -dosage in the reactor experiments do suggest that the principal effects are due to the reactor neutrons.

A comparison of the dimensional changes of the aggregates with these of the concrete and cement paste show that the concretes grow perhaps slightly more than the aggregate. The cement paste shrinks at least in small samples, at a rate dependent on weight loss rather than dose (Fig. 16). A simple approach would relate the concrete changes to those of components as

$$\left(\frac{\Delta L}{L}\right)_{\text{concrete}} = V_{\text{aggregate}} \left(\frac{\Delta L}{L}\right)_{\text{aggregate}} + (1 - V_{\text{aggregate}}) \left(\frac{\Delta L}{L}\right)_{\text{cement}} \dots\dots 1)$$

The aggregate volume/unit volume  $V_{\text{agg}}$  of concrete is only about 0.6, so that clearly this is not more than approximately obeyed by the data. An expression of this form does not take into account any cracking due to differential strains between the cement paste and aggregate. We shall see evidence for such cracking in other properties. It is worth noting that a crude estimate of concrete linear dimensional changes may be obtained by assuming them equal to those of the aggregate.

The changes in thermal conductivity/diffusivity of the concrete and aggregates are similar in magnitude, but those of the concrete are rather smaller and do not increase with dose so markedly (at least in the case of the limestone based material), although the evidence for this is dependent upon one high dose point for the concrete. Studies reported by Brown<sup>(6)</sup> show a proportionality between aggregate and concrete conductivities prior to irradiation. Once again a measurement of the fractional change in thermal resistivity of an aggregate is a reasonable measure of the behaviour of a concrete containing that aggregate.

The strength and Young's moduli of the aggregates and concrete fall markedly under the neutron irradiation. In our Brazilian tests a significant number of aggregate particles do fail so that it is quite possible that the decrease in aggregate strength contributes to the decrease in concrete strength. The differential strain between aggregate particles and concrete also probably play a role. Similar considerations apply to the modulus changes of the concrete.

The behaviour of the wide range of aggregates shown here will presumably relate in much the same way in similar mixes to the behaviour of the two concretes studied. The major interest of these studies is the wide differences between aggregates observed, even of the same basic type e.g. limestones, particularly in dimensional changes. It is clear that any proposed new aggregate should be studied for irradiation effects.

The practical significance of this work is the realisation that damage effects can be significant and strain gradients due to neutron flux gradients may be at least as important in P.C.P.V's as those due to temperature.

The experiments to study any effects of the radiation field on the reaction between mild steel and water gave fairly conclusive results. In the case of the mild steel rods embedded in concrete, corrosion occurred where water contacted the metal at the end of the samples, but no reaction was observed in the sample interior even though the steel surface was bright. (Colour photographs are available.) The hydrogen content of the rod had increased slightly from about

0.8 ppm to values varying from 0.7 ppm to 3.9 ppm. Disc samples irradiated between discs of concrete in the dry rigs showed similar increases in hydrogen content but there was no effect on the tensile properties of the steel. The weight gain of these samples of 0.03 to 0.05% was due to small amounts of surface rust which were carefully removed before hydrogen analysis.

The very considerable volume of gas generated in both types of irradiation and also the relatively large weight loss of the concrete are of considerable interest. The weight loss cannot be accounted for at any stage in terms of the gases evolved which are mainly hydrogen and oxygen. The simplest and (in terms of design calculations the most pessimistic assumption) is that the weight loss is produced by direct drying of the concrete to the steady helium flow and by the radiolysis of water in the concrete to produce  $H_2$  and  $O_2$ . (Radiolysis of water in the gas phase is usually dominated by recombination so that little  $H_2$  and  $O_2$  are produced.) Assuming that this radiolysis is determined by the  $\gamma$ -flux (this is known only approximately for the neutron irradiation) the initial rates of gas evolution for both types of rig are  $\sim 200$  cc (STP)/ $10^9$  rads/kg of concrete. The chemical composition of the gases is similar in both types of rig. The rate of production falls off markedly in the neutron irradiations with dose, but whether this is due to reduction in the water available for radiolysis due to drying, hydration of cement paste, etc. is uncertain. The concrete contains about 9% of water by weight at the mix stage, and  $\sim 5\%$  at the beginning of the irradiation. If we assume the gas production is proportional to the water present, then as the Herald reactor samples lose more weight a reduced production rate is expected which is observed. It is possible to estimate G values for the reaction very crudely - we find:

$$G(H_2) = 0.14 \text{ mols/100 eV}$$

$$G(O_2) = 0.07 \text{ mols/100 eV}$$

Alternatively expressed as a rate of gas evolution/kg of water the result is  $\sim 6 \times 10^3$  cc (N.T.P.)/ $10^9$  rads/kg  $H_2O$ , and these may be used to estimate gas production in a P.C.P.V. The results from the  $\gamma$ -irradiations show a large decrease in gas evolution following a shut-down and exposure of the samples to air. No explanation is advanced for this change. The water meter on the  $\gamma$ -irradiation following the shut down shows that water is lost to the helium atmosphere of the rig. The data do not allow any estimate of direct weight loss in the earlier periods by this mechanism because of the rapid change observed - again there is no obvious explanation. The gas generation expected in a P.C.P.V. is insufficient to be likely to affect the steel liner for concretes of permeability similar to these.

The question of the neutron damage estimation in a P.C.P.V. can only be based on the assumption that the aggregate is the controlling factor, and estimating the number of atomic displacements in the proposed vessel and comparing this with observation. A method for carrying out such a calculation is given in Appendix I. It is clear from the considerations there that estimation of the fast flux at a P.C.P.V. as measured by  $^{58}Ni(n,p)^{58}Co$  can be very seriously in error and although no difficulty is expected with P.C.P.V's in the United Kingdom it would be interesting to see estimates for other reactors.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

We are indebted to the following for assistance with the work described in this paper.

The HERALD reactor operations and rig design groups at A.W.R.E., Aldermaston, (particularly Mr. D. H. Brown and Mr. J. Savin) for the design and operation of the neutron irradiation rigs.

The Technical Irradiation Group at A.E.R.E., Harwell for the provision and operation of rigs in the  $\gamma$ -irradiations.

Mr. C. Millington and staff at the A.W.R.E. Foulness for specimen preparation and property measurements.

Dr. S. B. Wright of A.E.R.E. Harwell for assistance with Monte Carlo calculations of neutron spectra.

The members of the Irradiation Physics Section at R.M.L., Culcheth for the physical property and dose determinations.

This paper is published by permission of the Managing Director of the Reactor Group of the U.K.A.E.A.

#### REFERENCES

1. CLARKE, R. G., U.S.A.E.C. Report HW56195 (1968).  
ROCKWELL, T. U.S.A.E.C. Report ORNL-241 (1949).  
GILL, S. "Structures for nuclear power" (1964).
2. KELLY, B. T., U.K.A.E.A. Int. Document.
3. DUBROVSKI, V. B. et al. Atomnii Energiya 21, p.108 (1966).  
DUBROVSKI, V. B. et al. Atomnii Energiya 23, p.310 (1967).
4. RAPPENEAU, J., LAGORIO, M. F. Bull. d'Inf. Scie. Techn. CEA 110-12 (1966).
5. TAYLOR, R., Brit. J. Applied Physics 16, p.509 (1965).
6. BROWNE, R. Inst. of Civil Engineers Conf. on P.C.P.V's London, March 1967, Proceedings Pub. by Inst. Civil Engineers (1968) Paper C.13 p.131.
7. SIMMONS, J. H. W. Radiation damage to graphite. Pergamon Press (1965).
8. KELLY, B. T. Irradiation Damage to Solids. Pergamon Press (1966).

# APPENDIX ONE

## THE ESTIMATION OF RADIATION DAMAGE IN A P.C.P.V.

The physical and mechanical properties of the concrete apparently reflect to a first approximation the changes in the properties of the aggregate. For instance the modulus and strength of the cement paste do not change but that of the aggregate and concrete do; similarly the fractional change in dimensions and thermal resistance of the concrete are comparable with that of the component aggregate. It is also apparent that the damage is due to the presence of the reactor neutrons rather than the  $\gamma$ -rays. In reactor studies it is generally the fast neutrons which produce atomic displacements and thus property changes,

although reactions such as  $\begin{matrix} (B^{10} (n,\alpha) & Li^7 \\ (Li^6 (n,\alpha,t) \end{matrix}$  may also produce damage, Table VI

below shows the boron contents of the aggregates studied. In this appendix we present a method of estimating the damage in a P.C.P.V. due to the reactor neutrons from the data obtained in our studies.

Following the successful estimation of damage in graphite<sup>(7)</sup> we wish to estimate the rate of atomic displacement in the neutron flux - here however we are dealing with multi-atomic solids rather than the monotomic solids for which many such calculations have been made.<sup>(8)</sup> Although approximate calculations for compounds of composition AB have been made, no treatment for solids such as flint (idealised as  $SiO_2$ ) or limestone (idealised as  $CaCO_3$ ) are available.

An exact calculation would find the number of primary atoms of each type, allowing for the differences in displacement energy  $E_d^i$ . (The energy required to irreversibly displace an atom from its crystal lattice site.) The number of displacements further produced in each type of atom by these "primary" displacements is then to be calculated. We do not have the information or methods for such a detailed calculation so here we propose an approximate method. A moving atom in a solid loses energy to the electronic system until its energy reduces to a critical value  $A_i$  keV; for lower energies energy is lost in elastic collisions with other atoms which produce displacements until the energy is so low that no transferred energy can exceed  $E_d^i$ , the displacement cascade ceases. We estimate for each type of primary knock-on, the amount of energy used up in elastic interatomic collisions for an initial displacement due to a neutron of energy  $E_n$ . Division of this number by  $2E_d$  (an "average" of  $E_d^i$ ) will roughly give the number of displaced atoms. The number of each type of atom displaced is assumed to be proportional to its concentration. The average number of displacements following a collision of a neutron of energy  $E_n$  with a nucleus of atomic weight  $A_i$  is

$$N_{di}(E_n) = \begin{bmatrix} 0 & E_n < E_d/\alpha_i \\ 1 & (E_d/\alpha_i < E_n < 2E_d/\alpha_i) \\ \alpha_i E_n / 4E_d & (E_d/\alpha_i < 10^3 A_i/\alpha_i) \\ 10^3 A_i / 4E_d [2 - 10^3 A_i/\alpha_i E_n] & (E_n < 10^3 A_i/\alpha_i) \end{bmatrix} \quad \dots\dots 1)$$

where  $\alpha_i \sim 1/A_i$ .

The total fractional atomic displacement rate for a neutron spectrum  $\phi(E_n)$  is

$$\frac{df}{dt} = \sum_i X_i \int_0^\infty \phi(E_n) \cdot \sigma_i(E_n) \cdot N_{di}(E_n) \cdot dE_n \quad \dots\dots 2)$$

where  $\sigma_i(E_n)$  is the elastic neutron scattering cross-section of the i'th type of atom and  $X_i$  is the fraction of atoms. The ratio of  $df/dt$  to the activation rate of the  $^{58}\text{Ni}(n,p)^{58}\text{Co}$  reaction is calculated for a given reactor situation and aggregate to estimate the "effective Herald dose" corresponding to the reactor lifetime. The  $^{58}\text{Ni}(n,p)^{58}\text{Co}$  reaction rate is given by:-

$$R = \int_0^{\infty} \phi(E_n) \sigma_r(E_n) \cdot dE_n \quad \text{..... 3)}$$

and this is converted to an effective flux using an average cross section for a fission spectrum equal to 107 mb.

Examination of neutron spectra on this basis, for proposed P.C.P.V. designs revealed some interesting conclusions. In the irradiation rig displacements were mainly due to high energy neutrons which also produced activation of the  $^{58}\text{Ni}$ . The number of atomic displacements was found to be  $0.23 \times 10^{-20}$  disp/ $^{58}\text{Ni}$  neutron/cm<sup>2</sup>/at, in a typical case. Thus a much higher neutron dose as measured by  $^{58}\text{Ni}(n,p)^{58}\text{Co}$  is required in Herald to give an equivalent number of atomic displacements. Similar results are found for other aggregates.

A possible complication in this work is the occurrence of displacement damage due to thermal neutrons and reactions such as  $\text{B}^{10}(n,\alpha)\text{Li}^7$ . We have examined our samples for the impurity levels of Boron and Lithium. The concentrations of these elements found are given below:

TABLE VI

Concentrations of boron and lithium in aggregates

<u>Material</u>	Boron concentration	Lithium concentration
	<u>ppm</u>	<u>ppm</u>
Foster Yeoman Limestone	8	10
Hillhouse Whinstone	2	10
Cromhall limestone	8	10
Limestone	4	10
Greywacke	25	30
Limestone	4	10
High E Dolerite	60	15
Low E Dolerite	6	30
Trachy Andesite	8	15
Hornfels	12	65

The boron reaction produces a lithium atom and an  $\alpha$ -particle with kinetic energies of 1.53 MeV and 0.87 MeV respectively. These displace about 400 atoms on our assumptions for each reaction. Considering the worst of the aggregates with 60 ppm of boron, then the fast neutrons in Herald produce an atomic displacement rate of  $\sim 10^{-8}$  at/at/sec., while the  $\text{B}^{10}$  produces at most a rate  $\sim 1/10$ th of this. The effect also depends upon the degree of dispersion of the boron. In a P.C.P.V. where the relative thermal flux is much higher, the initial effect of boron may be important, although the boron contribution disappears after  $\sim 4 \times 10^{20}$  n.v.t. This problem also needs some consideration for any aggregate.

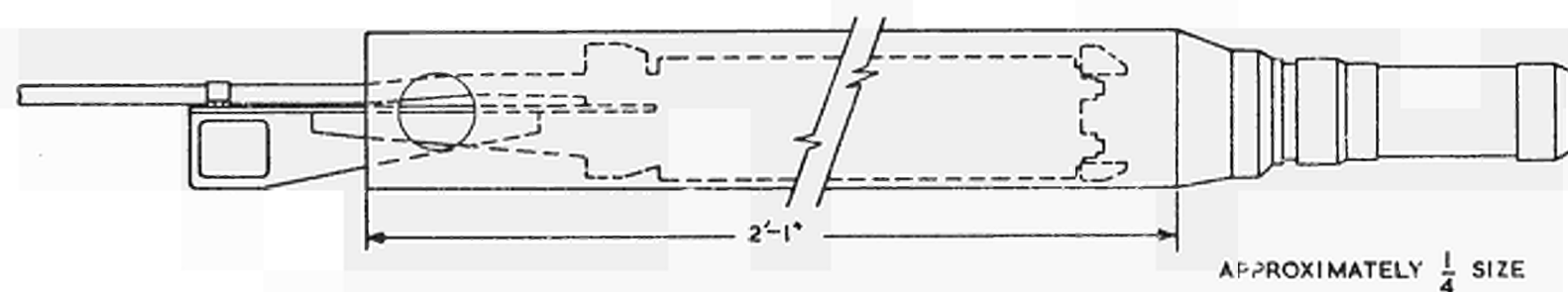
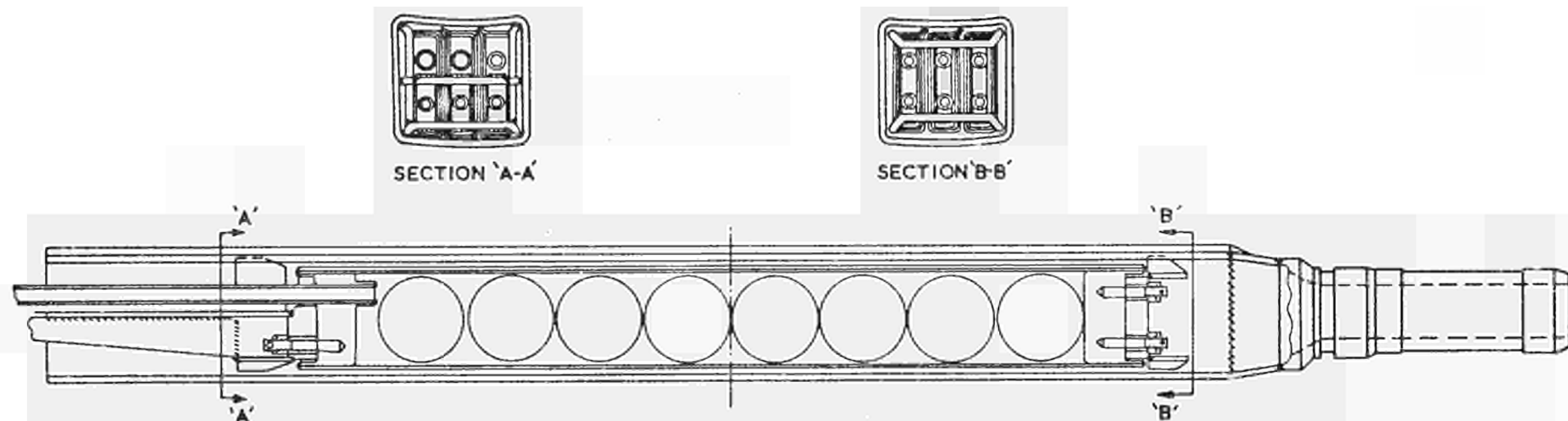


FIG.1. COMPLETE RIG DETAIL-HERALD IRRADIATION

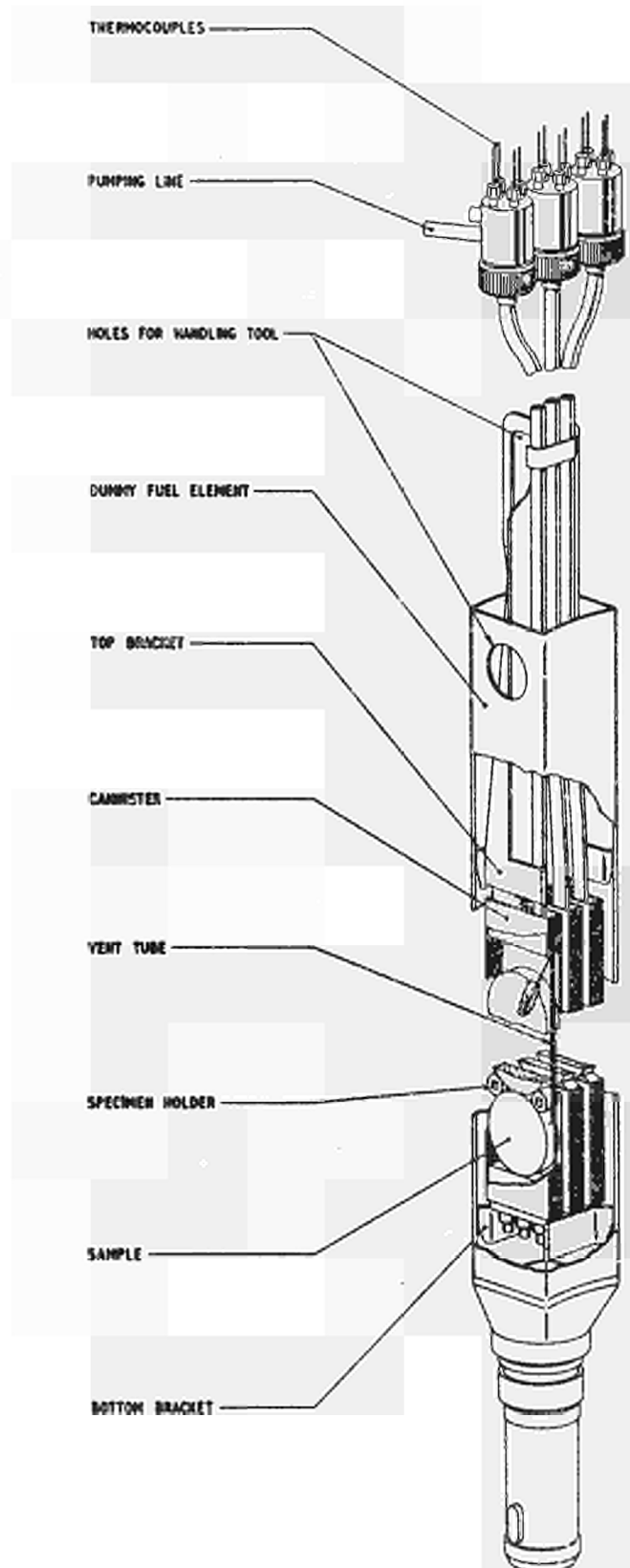


FIG.2. CONCRETE IRRADIATION RIG



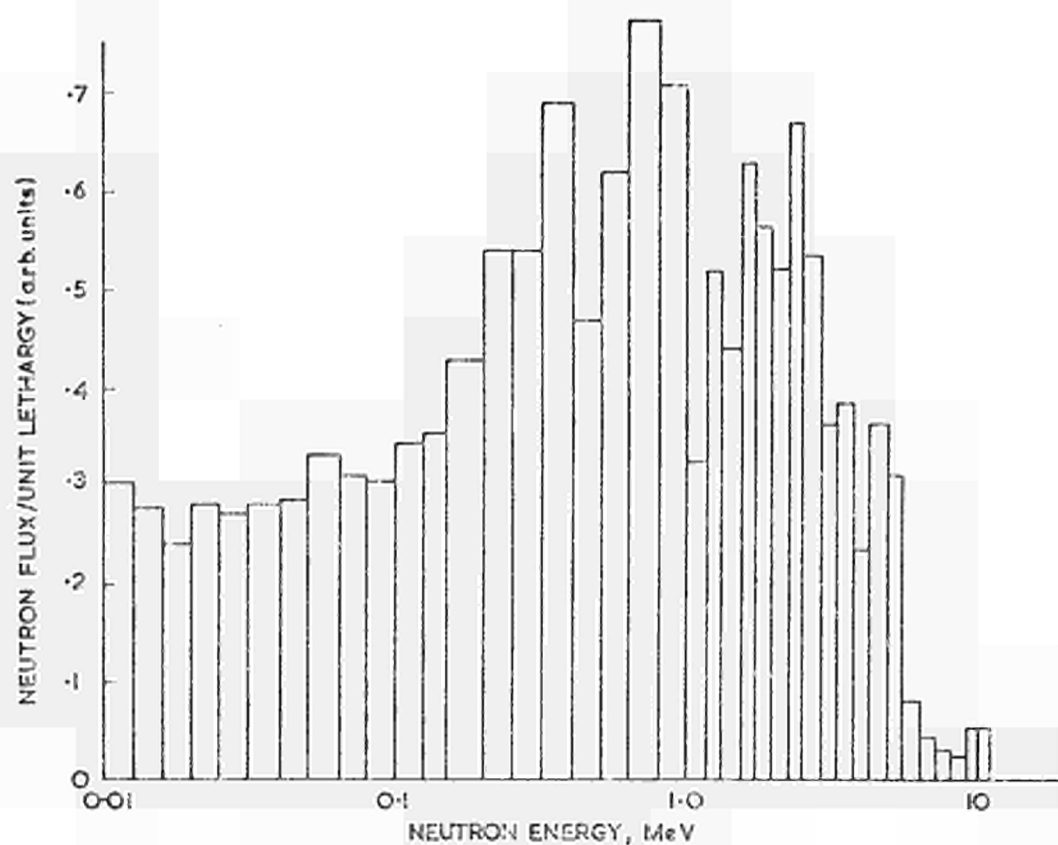


FIG.3. NEUTRON ENERGY SPECTRUM IN CONCRETE RIG IN HERALD

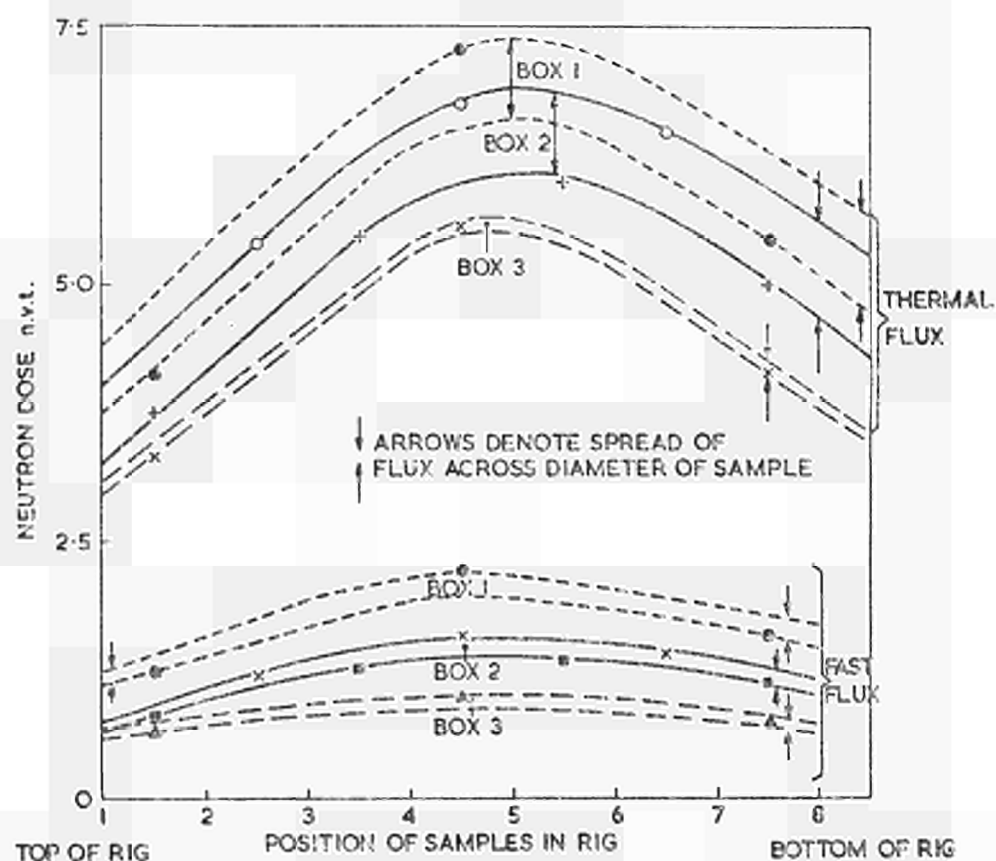


FIG.4. TYPICAL DISTRIBUTION OF FAST AND THERMAL NEUTRON DOSES IN CONCRETE IRRADIATION RIGS (HERALD).

Note flux gradient across each sample as measured in RIG 1.

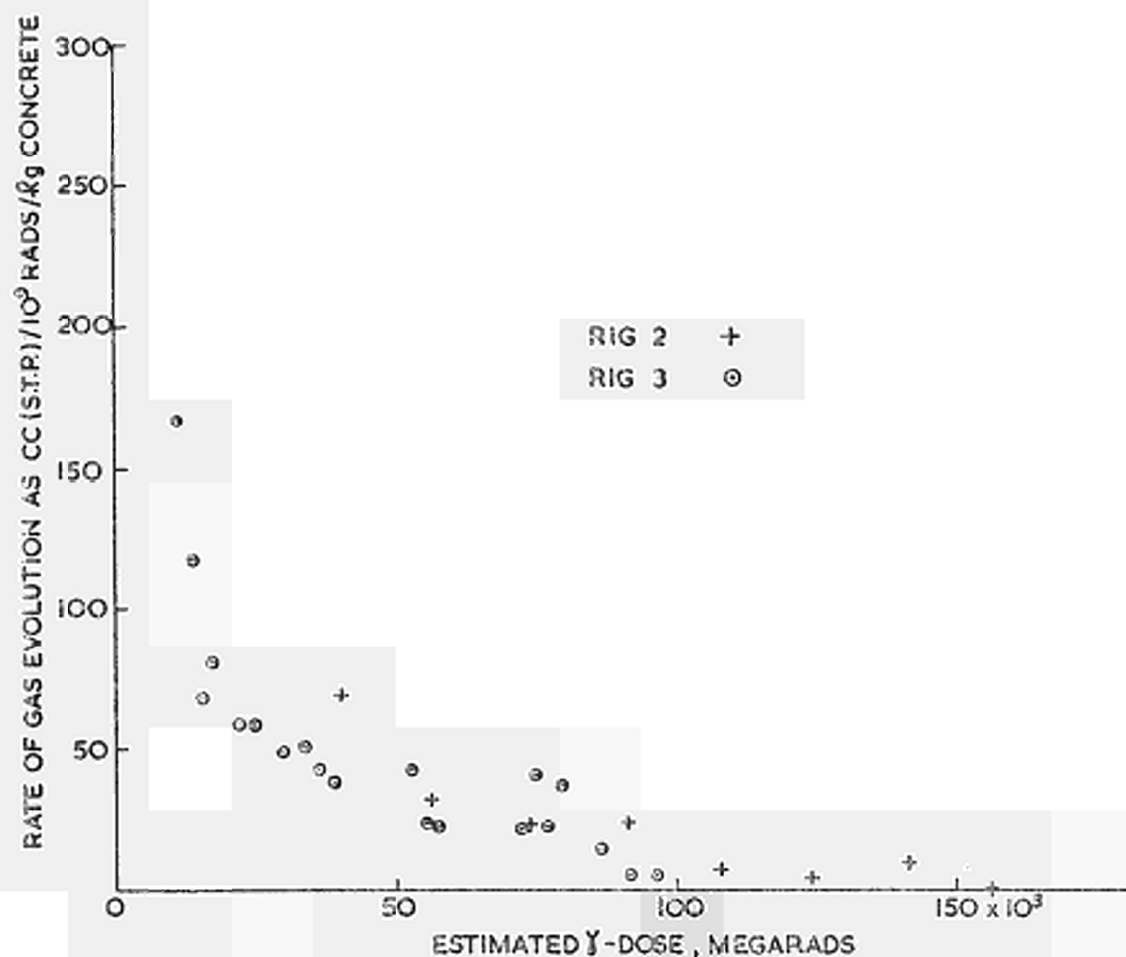


FIG.5. MEASURED RATES OF GAS EVOLUTION IN NEUTRON IRRADIATIONS OF CONCRETE AS A FUNCTION OF ESTIMATED  $\gamma$ -DOSE

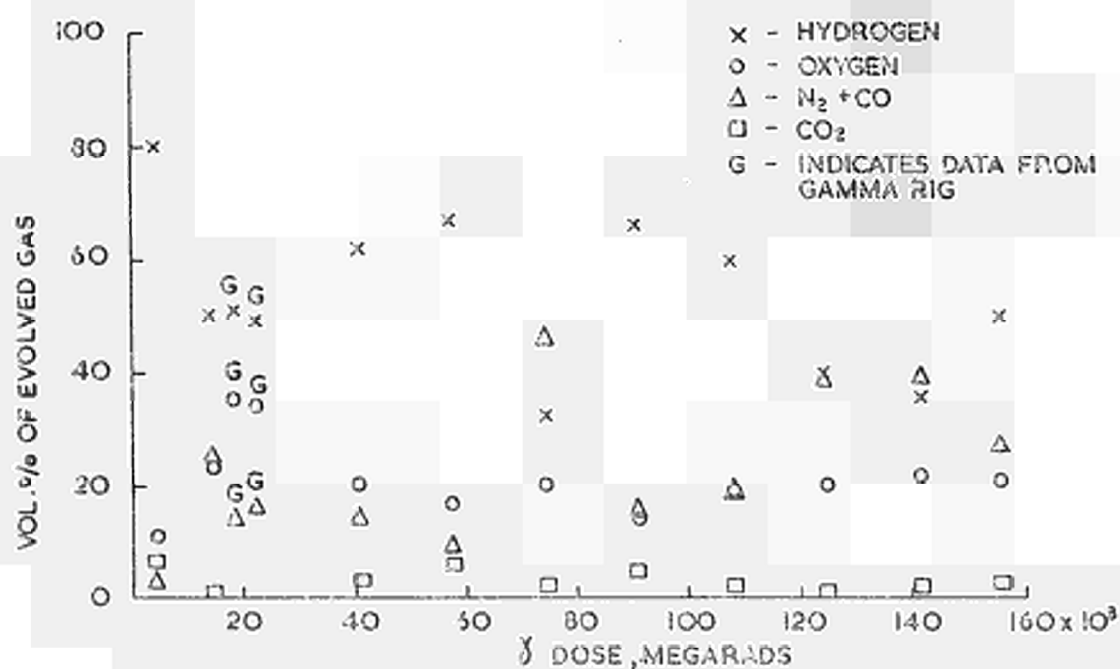


FIG.6. COMPOSITION OF EVOLVED GASES IN HERALD RIG No.2 AND  $\gamma$ -IRRADIATIONS

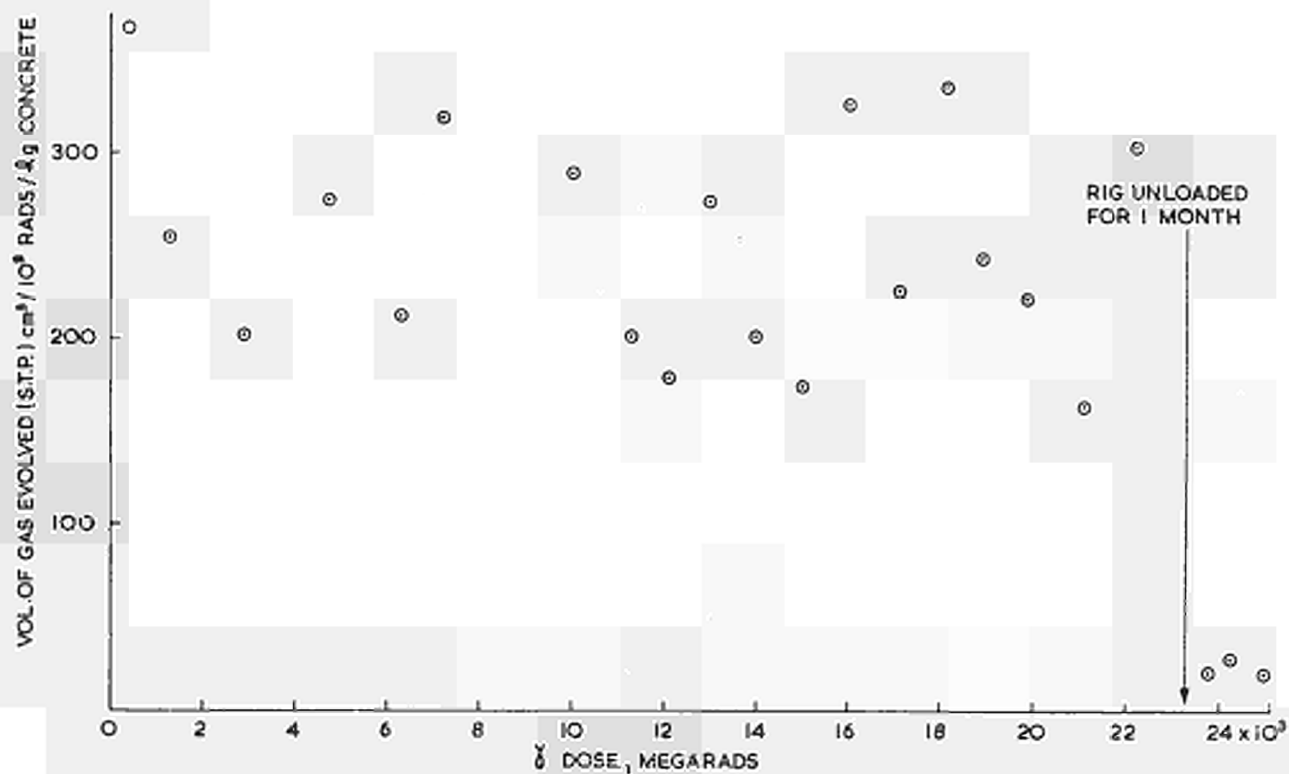


FIG. 7. RATE OF GAS EVOLUTION IN CONCRETE IRRADIATIONS IN A  $\gamma$ -FLUX

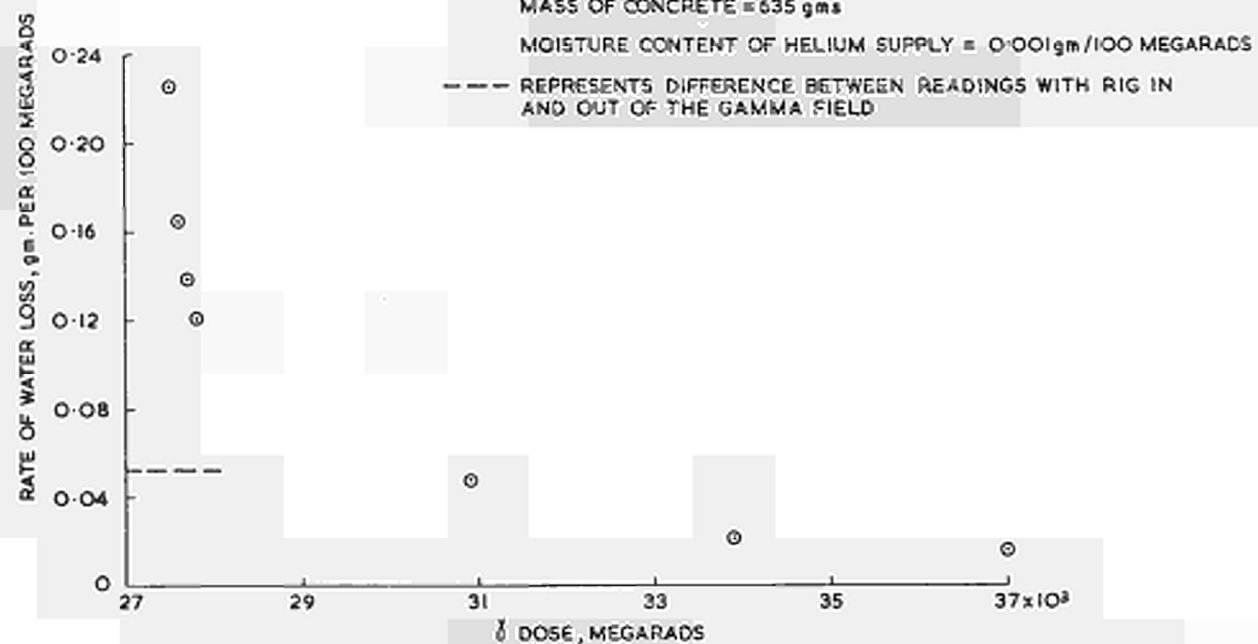


FIG. 8. RATE OF LOSS OF WATER FROM CONCRETE IN  $\gamma$  RIG (EXCLUDING RADIOLYSED WATER) AS MEASURED BY MOISTURE METER

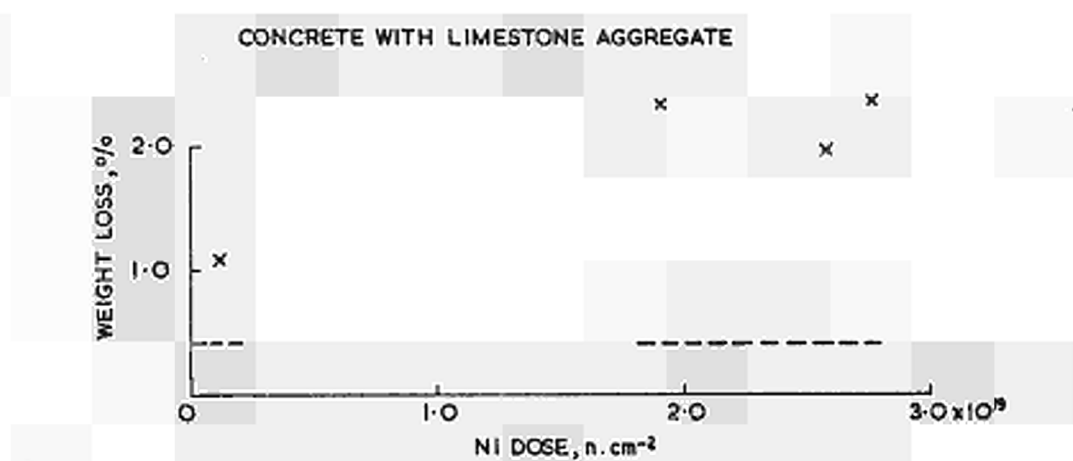
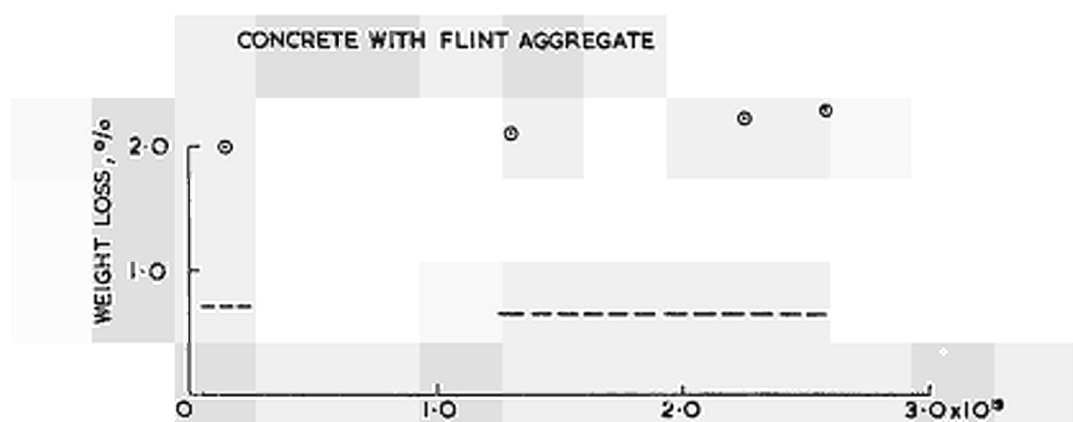


FIG.9. WEIGHT LOSS OF CONCRETE SAMPLES UNDER FAST NEUTRON IRRADIATION

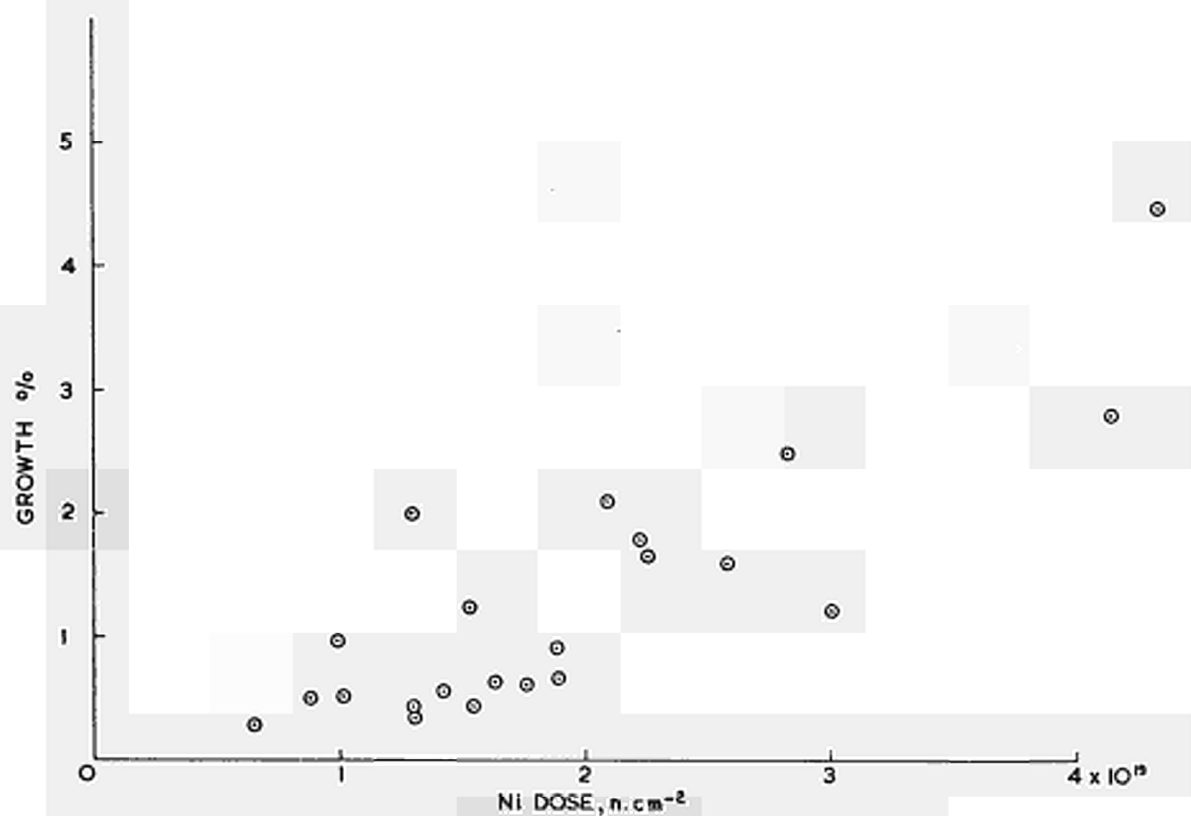


FIG.10. DIMENSIONAL CHANGES OF CONCRETE WITH FLINT AGGREGATE

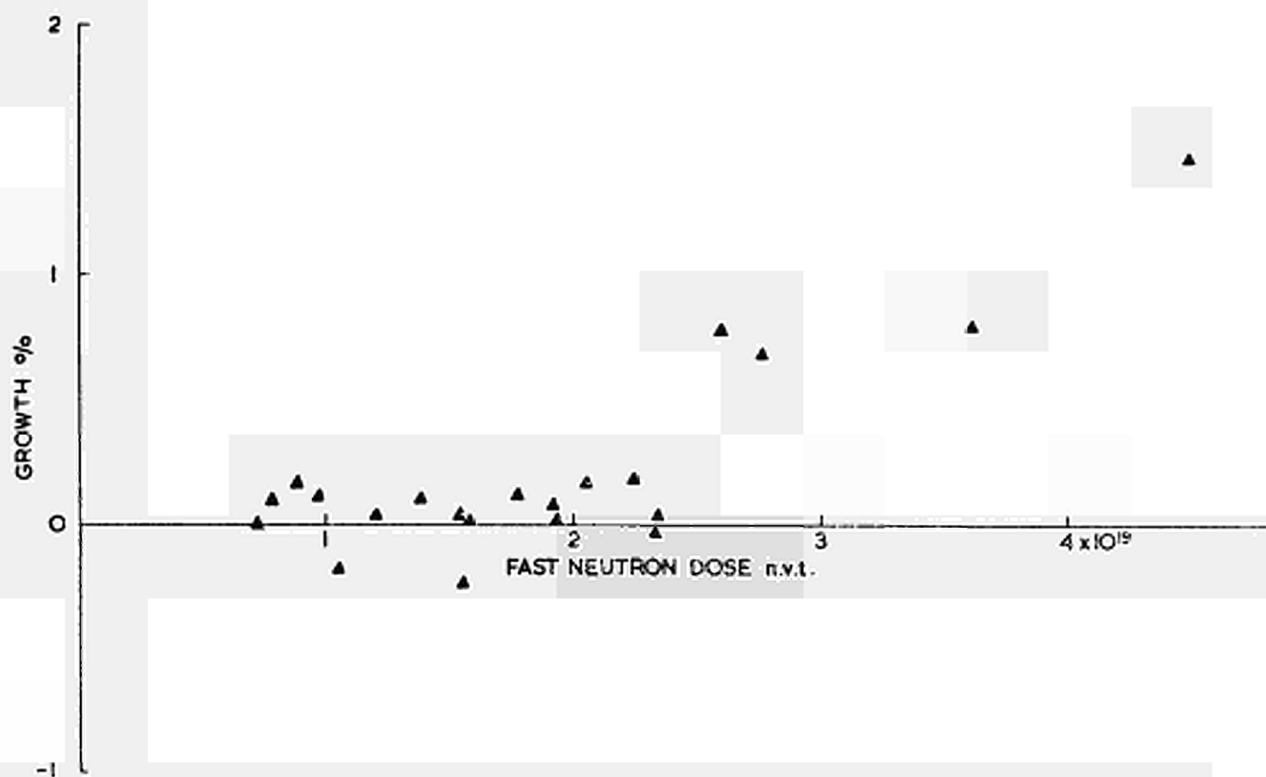


FIG.11. DIMENSIONAL CHANGES IN CONCRETE WITH LIMESTONE AGGREGATE UNDER NEUTRON IRRADIATION

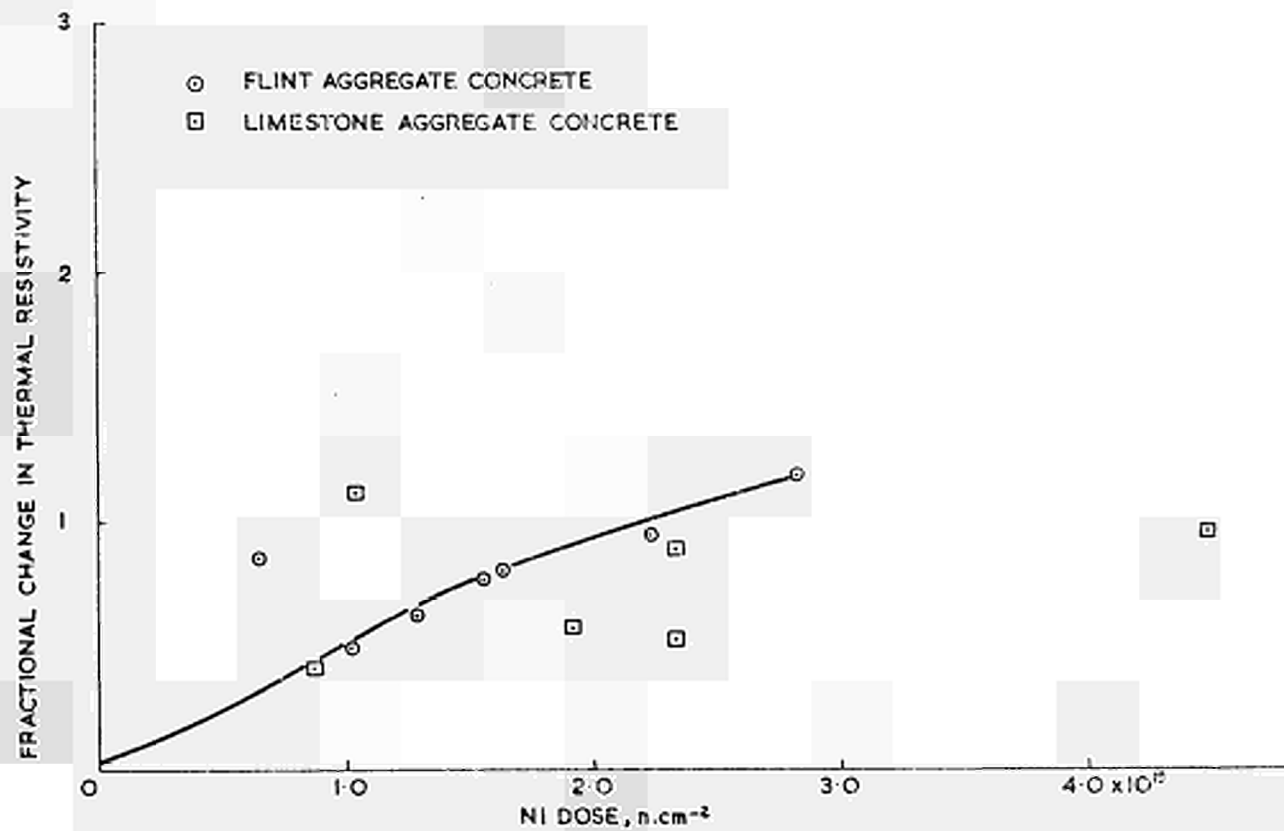


FIG.12. CHANGES IN THERMAL CONDUCTIVITY OF CONCRETE UNDER FAST NEUTRON IRRADIATION

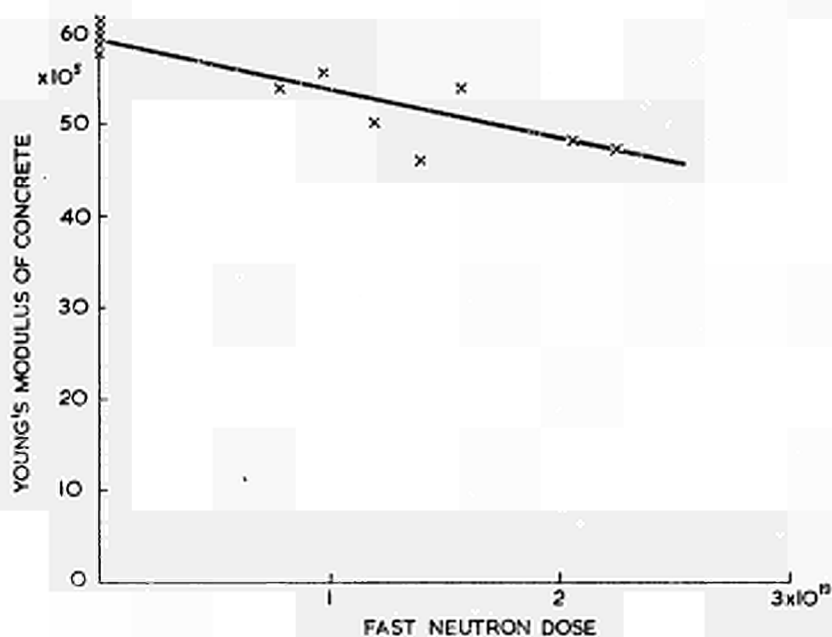


FIG. 13. VARIATION OF YOUNG'S MODULUS OF LIMESTONE CONCRETE WITH IRRADIATION

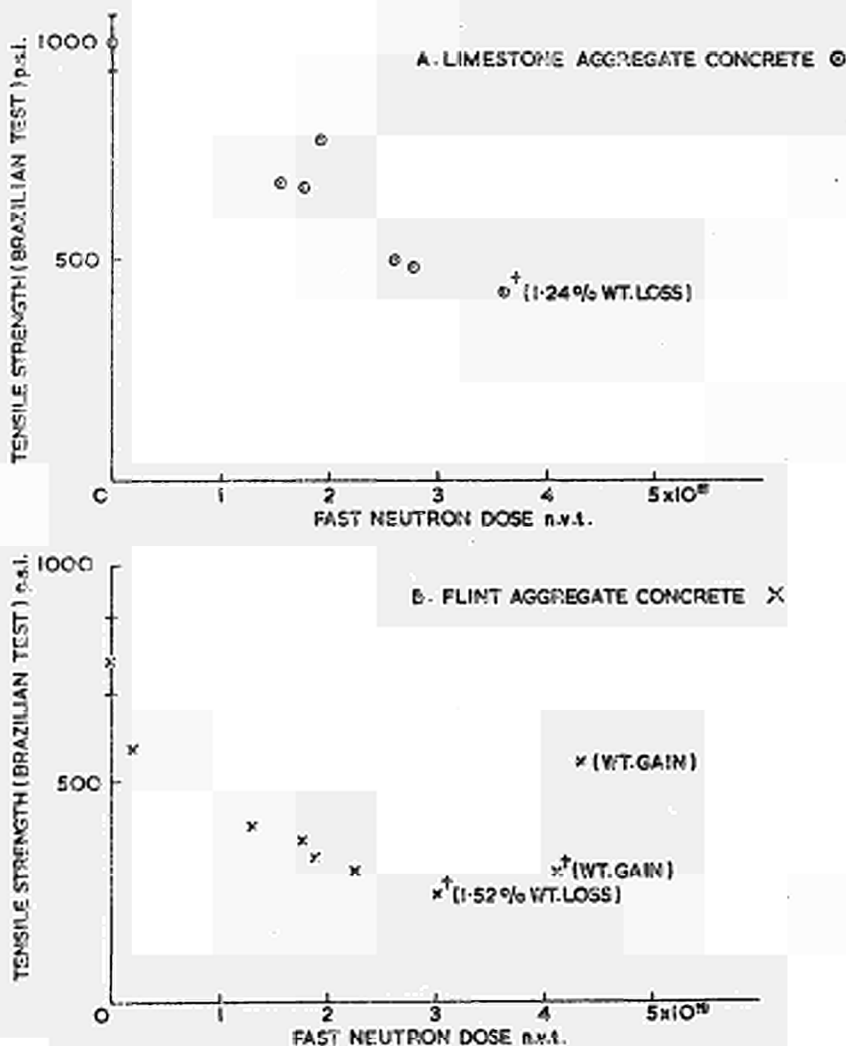


FIG. 14. DEPENDENCE OF TENSILE STRENGTH (BRAZILIAN TEST) ON FAST NEUTRON IRRADIATION

Samples marked with a † showed unusual weight changes - suggesting water imbedding to the particular rig magazine; which may affect the measured strength changes.

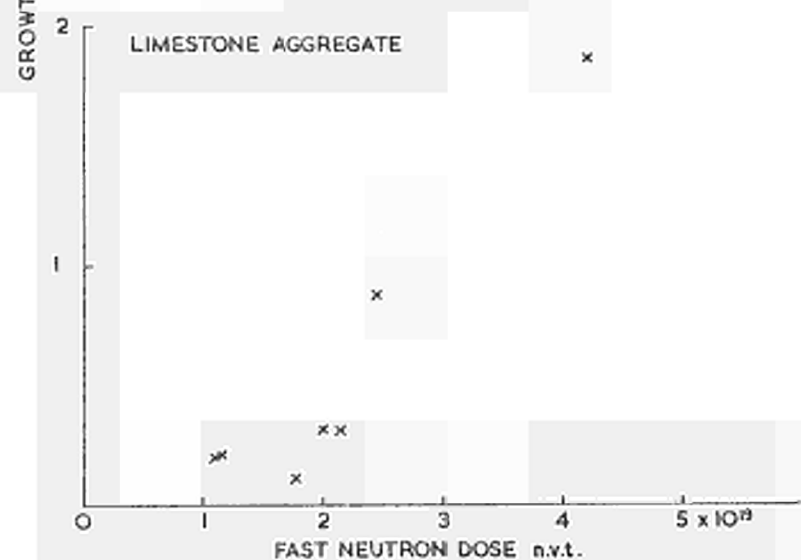
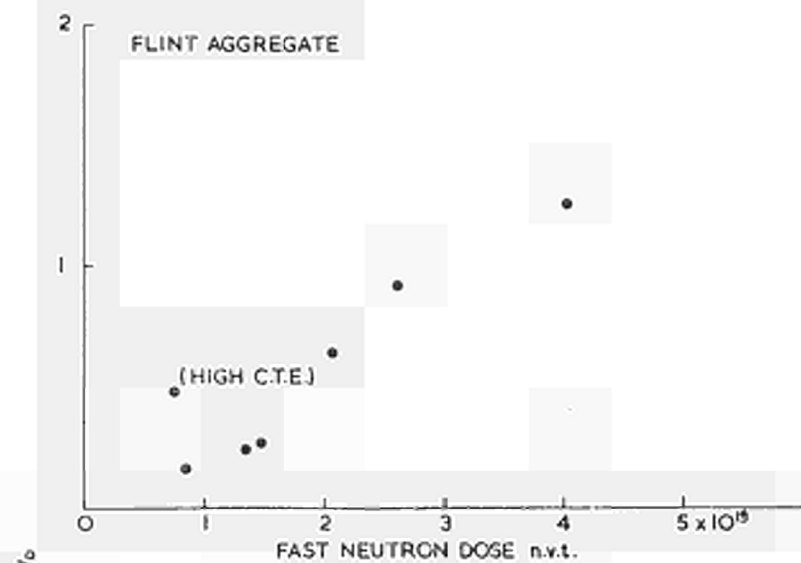


FIG.15. LINEAR DIMENSIONAL CHANGES OF FLINT AND LIMESTONE AGGREGATES USED IN EXPERIMENTAL CONCRETE

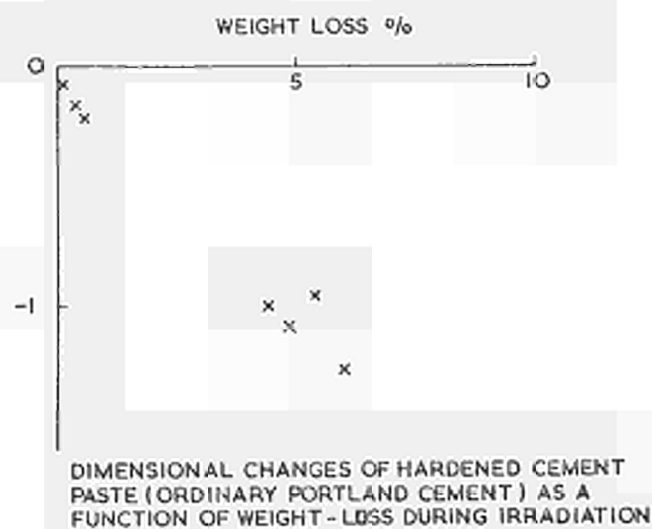
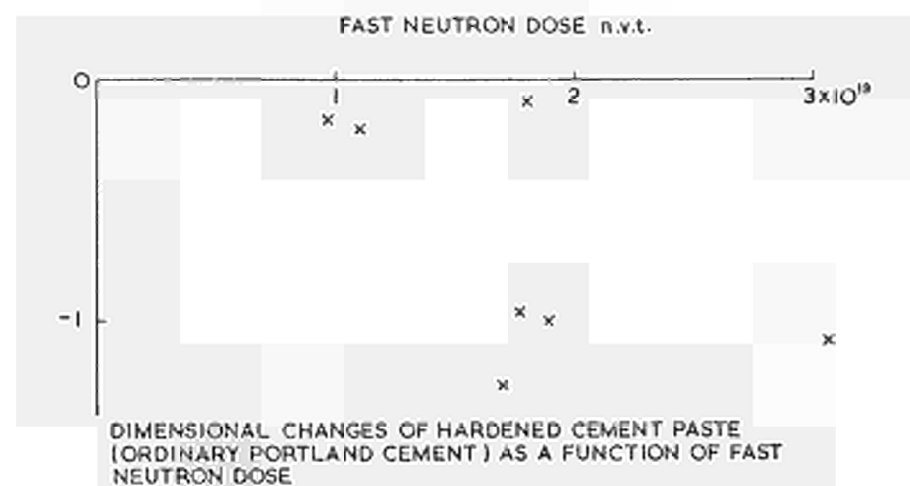


FIG.16. DIMENSIONAL CHANGES OF ORDINARY PORTLAND CEMENT PASTE

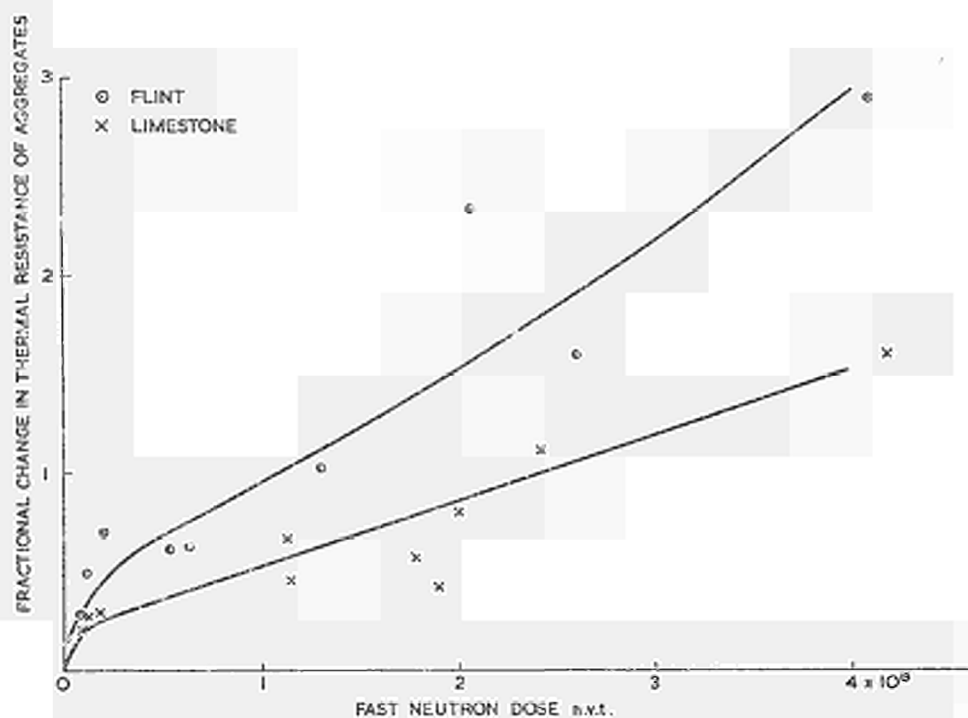
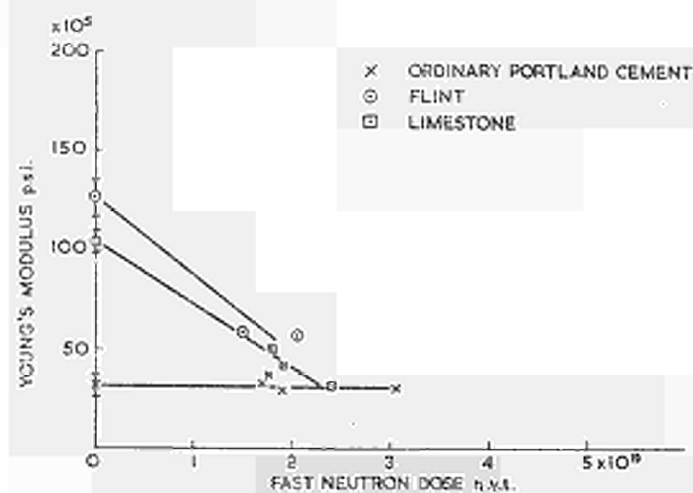


FIG.17. CHANGES IN THERMAL RESISTANCE OF LIMESTONE AND FLINT AGGREGATES USED IN EXPERIMENTAL CONCRETE



THE EFFECT OF IRRADIATION ON THE YOUNG'S MODULUS OF FLINT, LIMESTONE, AND ORDINARY PORTLAND CEMENT PASTE

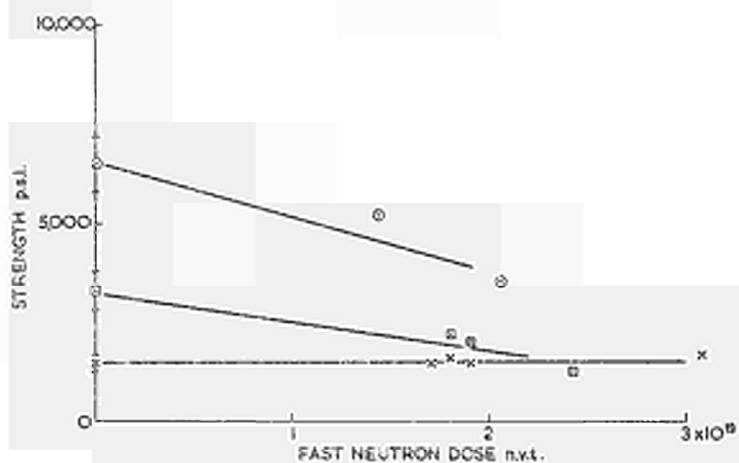


FIG.18. CHANGES IN YOUNG'S MODULUS AND STRENGTH OF ORDINARY PORTLAND CEMENT PASTE, FLINT AND LIMESTONE AGGREGATE



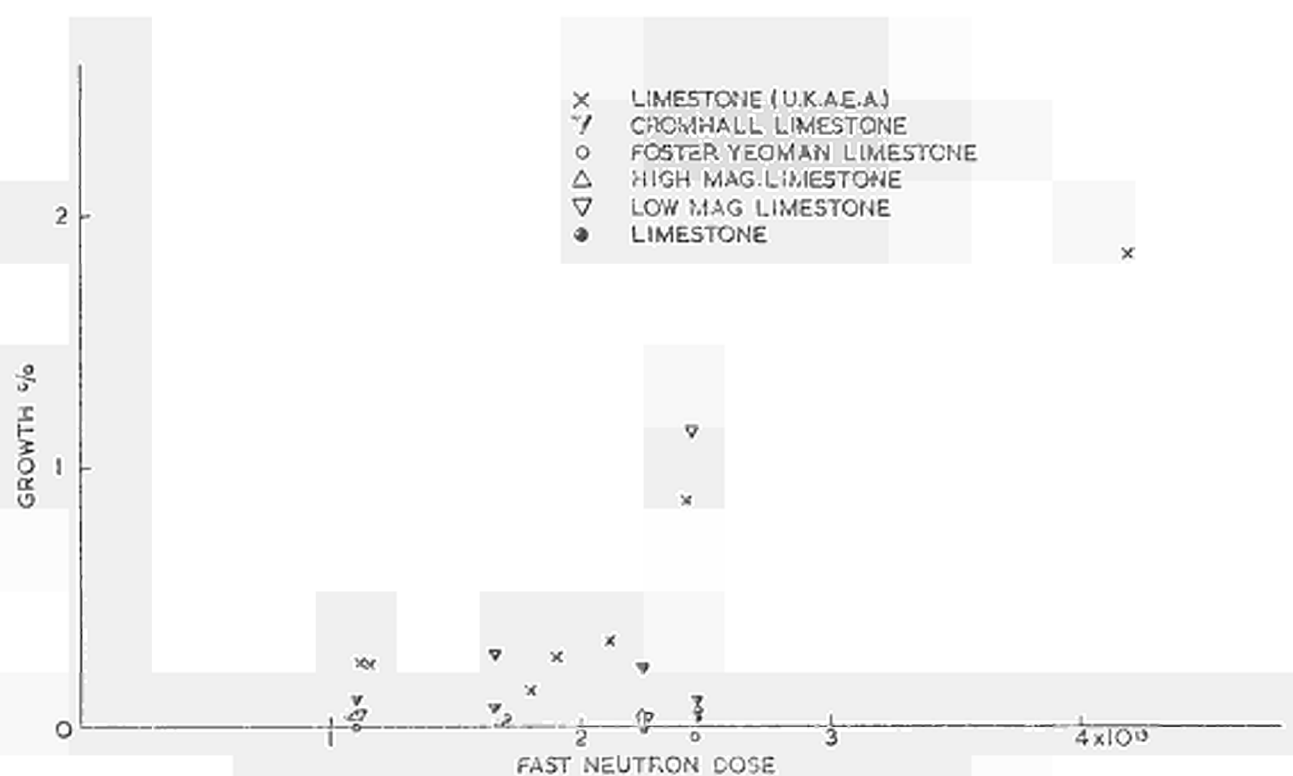


FIG.19. DIMENSIONAL CHANGES OF LIMESTONE AGGREGATES

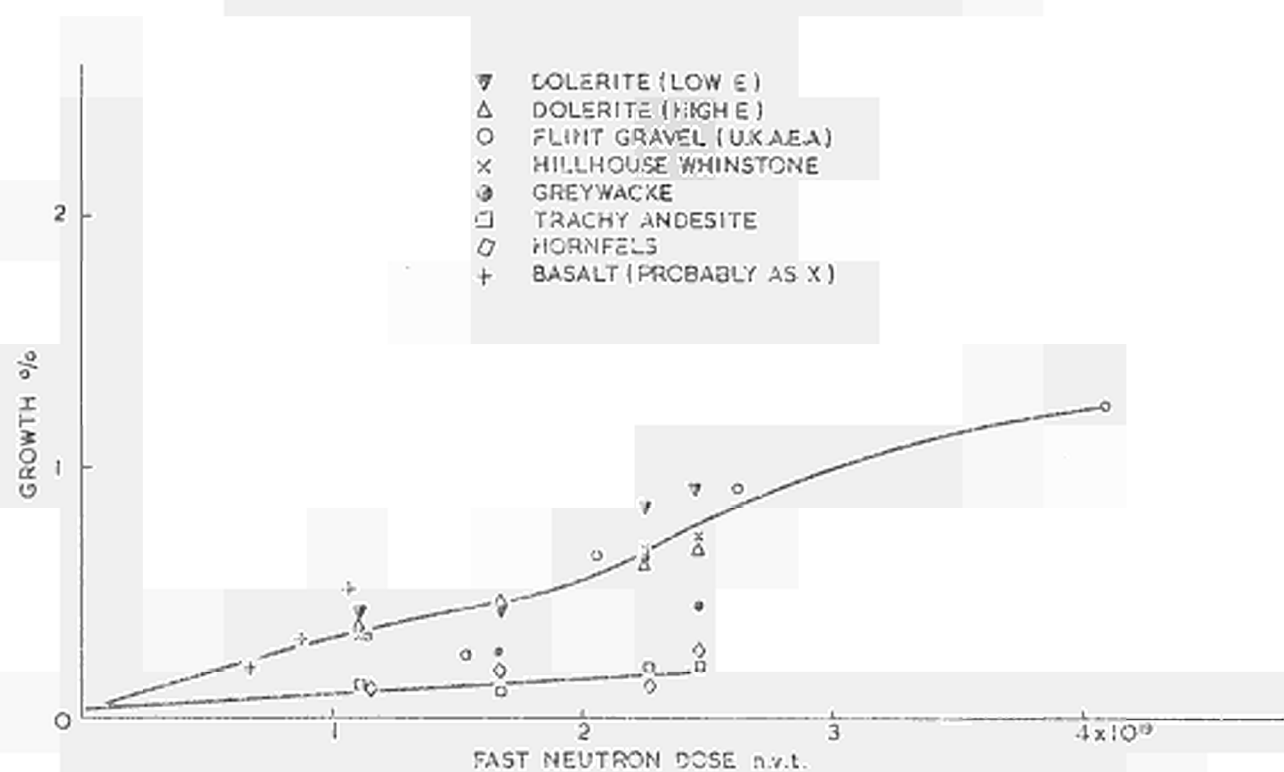


FIG.20. DIMENSIONAL CHANGES IN AGGREGATES CONSISTING OF SILICATE MINERALS

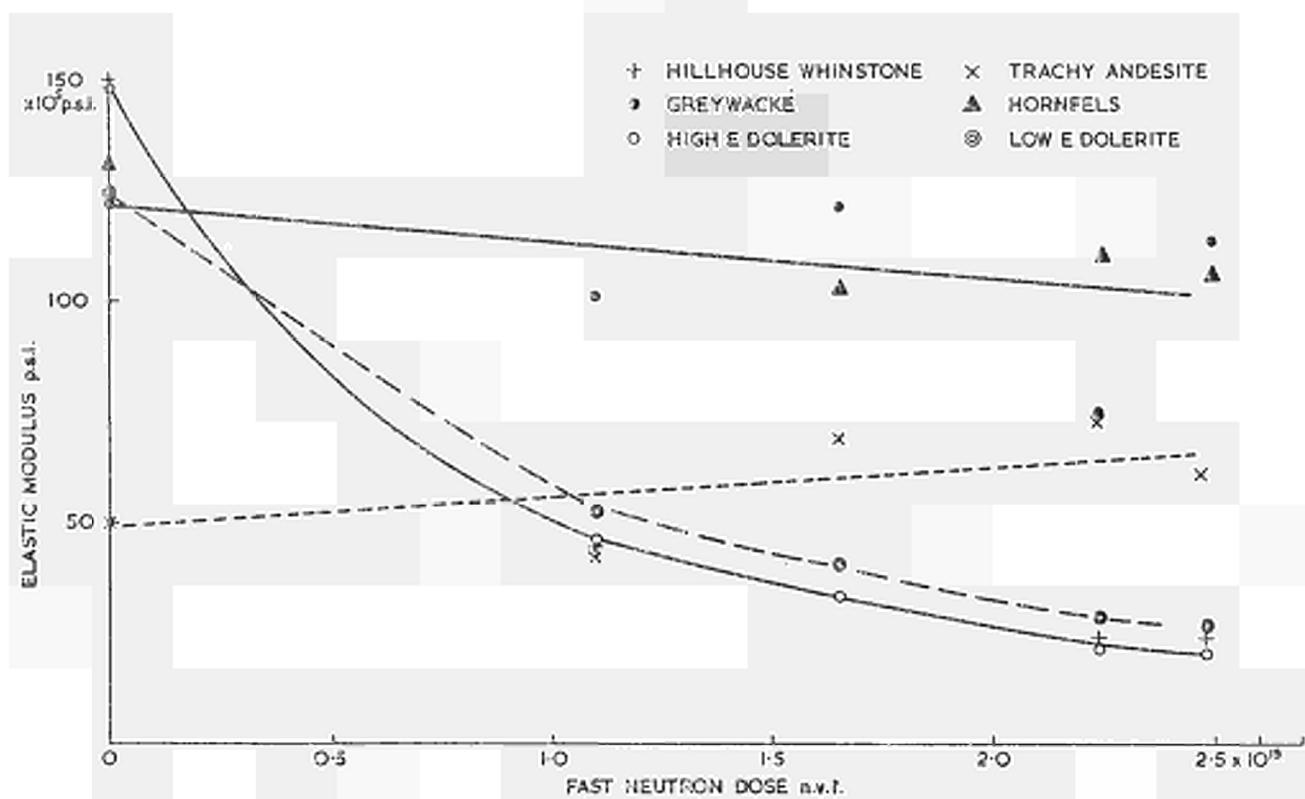


FIG. 21. CHANGES IN THE ELASTIC MODULI OF AGGREGATES AS A FUNCTION OF FAST NEUTRON DOSE

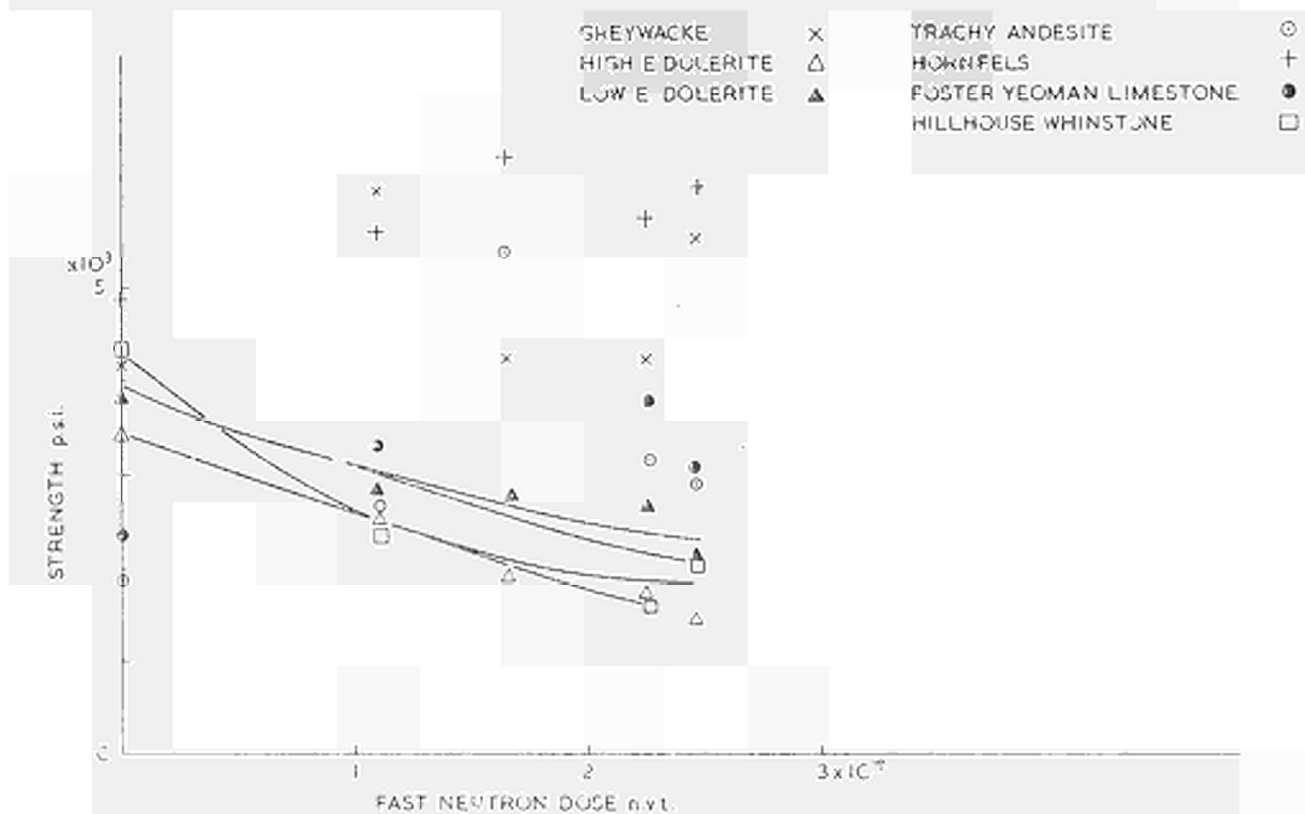


FIG. 22. EFFECT OF NEUTRON IRRADIATION ON STRENGTH OF AGGREGATES



ETUDE DES PROPRIETES DU BETON ET NOTAMMENT DU FLUAGE  
SOUS L'EFFET DE LA TEMPERATURE

R. AUSANGEE, J.M. BOISSERIE, J. CORBEL,  
S. LICHERON, M. LIDA

Ing. à la Direction des Etudes et Recherches de  
l'Electricité de France  
Centre des Renardières  
77 - Ecuelles

N° 9

La prévision par le calcul du comportement d'une structure, soumise à des charges mécaniques et à des champs thermiques permanents ou variables suppose comme préalable de connaître aussi bien que possible les propriétés thermiques, élastiques et rhéologiques des matériaux constitutifs, en particulier du béton.

Réciproquement, une description plus exacte des expériences de laboratoire réalisées à une échelle suffisante, est rendue possible par l'application des méthodes d'analyse numérique très poussées.

L'objet de cette communication est de décrire les efforts réalisés dans ce sens par Electricité de France, à l'occasion de la construction des caissons en béton précontraint pour réacteurs nucléaires.

Parallèlement à la mise au point des codes de calcul, nous avons donc entrepris un certain nombre d'expériences sur éprouvettes de petites dimensions (blocs 30 x 30 x 20 cm, éprouvettes 7 x 7 x 25 cm, éprouvettes 16 x 32) de manière à déterminer les différents paramètres dans des conditions thermiques et mécaniques variées, correspondant à la gamme rencontrée sur les caissons de réacteurs : contraintes jusqu'à 150 bars, températures jusqu'à 80° C.

Le nombre des variables susceptibles d'être introduites comme paramètres dans un calcul traduisant les équations fondamentales de bilan, qu'il soit d'équilibre ou de compatibilité a cru rapidement avec l'apparition des ordinateurs de la troisième génération.

Une liste en pourrait être donnée de la façon suivante:

- a) Une déformabilité mono-dimensionnelle réversible et instantanée décrite par un module d'Young  $E$  fonction de la température, du niveau de contrainte, du temps et de la teneur en eau.
- b) Une déformatilité tridimensionnelle instantanée dépendant, dans l'hypothèse d'isotropie, d'un seul coefficient de Poisson  $\nu$  fonction principalement du niveau des contraintes, mais pouvant être plus compliqué.
- c) Une déformabilité thermique, due à la température et aux variations de la teneur en eau, observable instantanément si les durées de mise en équilibre thermiques et hydriques sont suffisamment courts.
- d) Une déformabilité générale différée entrant dans le cadre d'un modèle rhéologique élasto-visco-plastique.

Les hypothèses traditionnelles du calcul réduisent l'ensemble de ces variables à 3 coefficients constants  $E$ ,  $\nu$  et  $\alpha$  ; les évolutions dans le temps sont évoquées en faisant dépendre  $E$  de l'âge du béton.

Les valeurs de  $E$ ,  $\nu$  et  $\alpha$  peuvent être mesurées sur des éprouvettes de petites dimensions dont les sollicitations mécaniques et thermiques sont homogènes ; les résultats sont dépendants d'un "coefficient d'échelle".

Ce sont ces deux principaux groupes d'inconvénients que l'expérience que nous conduisons sur des anneaux cylindriques (de diamètre intérieur 0,80 m, de diamètre extérieur 1,20 m et de hauteur 1,50 m) permet sinon d'éviter, en tout cas d'analyser.

De plus, le recours à un modèle visco-élastique permet de justifier une analyse beaucoup plus complète sur des cas de charge variant dans le temps et hétérogènes. L'anneau constitue un stade intermédiaire entre la structure et l'éprouvette : les conditions aux limites qui lui sont imposées, beaucoup plus proches des hypothèses idéales, le rendant accessible à une analyse plus rigoureuse que celle d'une structure réelle.

Le couplage calcul-modèle permet donc la progression simultanée des connaissances sur le matériau et des hypothèses de calcul ; il permet également de dégager la nature et les conditions des expériences à mener sur éprouvettes pour permettre l'application valable des résultats obtenus à une structure.

Nous estimons que les deux premiers stades que nous avons engagés (essais sur éprouvettes, sur anneaux) ne sont pas suffisants ou tout du moins doivent faire l'objet d'une vérification sur une structure réelle ; c'est pour cette raison que le caisson Bugéy I a été muni de nombreux appareils de mesure (en particulier hygromètre et extensomètres isolés mécaniquement) et que nous entreprenons en laboratoire un programme d'étude relativement complet du béton correspondant (caractéristiques élastiques, fluage à diverses températures, dilatométrie, retrait, en fonction de l'âge et du temps de maintien à la température). Nous présentons dans la première partie de la communication les résultats de fluage que nous avons obtenus sur éprouvettes de petites dimensions et dans la deuxième partie les résultats obtenus sur anneaux cylindriques.

## I ère PARTIE - FLUAGE DU BETON EN TEMPERATURE.

### I PROGRAMMES D'ESSAIS

Nos études actuelles ont porté sur une seule composition de béton :

Porphyre 5/15	1 068,9 kg
Sable de Loire 0/5	440,2 kg
Sablon NAVEAU	293,4 kg
Ciment CPAC 325	350,0 kg
Eau (E/C = 0,44)	150,0 kg
Pozzolith n° 8	1,04 kg

Quelques essais supplémentaires ont été faits,; ils correspondaient à nos études sur modèles réduits à grande échelle des caissons de réacteurs de l'E.D.F. ( St Laurent, Bugey).

Le domaine des températures explorées est celui du béton tiède  $T < 80^{\circ} \text{C}$  ; quelques essais ont été entrepris pour des températures supérieures à  $100^{\circ} \text{C}$ .

Les conditions d'essais ont été déterminées en fonction des besoins précis d'application des résultats à la structure réduite simplifiée, objet de la deuxième partie de la communication ; de ce fait elles ne présentent pas toujours un caractère suffisamment général.

#### I. 1. Eprouvettes :

Le malaxage est effectué au moyen d'un malaxeur à axe vertical d'une capacité de 100 litres pendant cinq minutes.

Le béton est ensuite placé dans les moules et vibré pendant une minute sur une table à secousses. La fréquence de vibration est de 50 périodes par seconde, l'amplitude de 0,7 mm.

Les éprouvettes utilisées sont des prismes de 7 x 7 x 28 cm.

(1)

### I. 2. Conservation des éprouvettes avant essais :

Toutes les éprouvettes sont conservées jusqu'au démoulage sous tissus humides. Le démoulage est effectué 36 heures après la mise en place.

Les faces de chargement des éprouvettes destinées aux essais de fluage ont été rectifiées de façon à les rendre planes et parallèles.

Les éprouvettes sont ensuite enduites d'un revêtement époxy et conservées à 20° C.

### I. 3. Essais de fluage :

Nous avons étudié quatre coulées de béton correspondant à la composition de référence ci-dessus et appliqué à chacune de ces coulées le programme d'essais défini dans le tableau I, où sont précisés :

- la conservation au cours des essais (Col. 9) ; seule la première coulée diffère, le revêtement appliqué au démoulage ayant été supprimé.

- les températures d'essais (Col. 4)
- la vitesse de montée en température (Col. 3)
- la durée du maintien à la température d'essai avant le chargement (Col. 5)
- l'âge au chargement (Col. 6)
- le taux de chargement (Col. 8) : 150 bars pour toutes les éprouvettes chargées.

- la vitesse de mise en charge (Col. 7)
- l'origine des déformations que nous donnerons plus loin, par rapport à l'instant de mise en charge (Col. 10).

### I. 4. Essais complémentaires :

- Module d'élasticité statique :

Cette mesure conduite sur presse est effectuée sur quatre éprouvettes 7 x 7 x 28 témoins de chaque coulée, au moment de sa mise en essais.

---

(1) La dimension des moules est fonction de celle des plus gros agrégats et l'étude de "bétons ouvrages" nous a conduit à adopter par la suite, pour l'ensemble de nos essais les éprouvettes cylindriques 16 x 32 cm. (Compte tenu que l'évolution du phénomène de retrait dépend de la grandeur du volume sollicité et qu'il est fonction du rayon moyen de l'éprouvette il serait souhaitable pour des essais comparatifs de travaux de recherches d'uniformiser les éprouvettes).



TABLEAU I - CONDITIONS EXPERIMENTALES -

Coulées N° épr. (Col.1)	Age de mise en (Col.2)	$\frac{d^u}{dt}$ °C/h (Col.3)	$\sigma$ °C (Col.4)	Palier Av. charge- ment. (Col.5)	Age au charge- ment en jours (Col.6)	Mise en charge bars/sec (Col.7)	Valeur de la contrain- te. bars (Col.8)	Conserva- tion au cours de l'essai (Col.9)	Origine Déforma- tion $\Delta t$ après cha- charge (Col.10)
13-3	A-17 h	5	105	5'	136	0	0	à l'air	0
13-4	A-12 h	5	25		121	5	150		0
13-2	A-11 h	5	75	5'	121	5	150		0
13-8	A-17 h	5	105	5'	125	5	150		0
14-7	A-17 h	5	105		220	0	0	enrobage	0
14-1	A-26 h	5	150		171	0	0		0
14-3	A-18 h	5	105	1h 30'	182	3	150	époxy	0
14-4	A-27 h	5	150	1h 30'	175	3	150		0
14-2	A-37 h	5	200	1h 30'	179	3	150		0
22-1	A-11 h	5	75		152	3	0	enrobage	0
22-4	A-36 h	5	200		140		0		0
22-1	A-31 j	5	75	31 j	183	3	150	époxy	5'
22-5	A-18 h	5	105	1h 30'	182	3	150		5'
22-3	A-31 j	5	105	1 31 j	183	3	150		5'
22-4	A-43 j	5	200	53 j	183	3	150		5'
23-8	A-12 j	5	25		282	5	150		0
23-2	A-7 h	5	45	2 h	283	5	150	enrobage	0
23-4	A-10 h	5	60	2 h	232	5	150		0
23-5	A-13 h	5	75	2 h	234	5	150	époxy	0

Les faces de chargement sont là encore préalablement rectifiées. La vitesse de chargement est de 5 bars/sec.

- Vitesse de propagation du son :

On mesure le temps qui s'écoule entre le passage d'un ébranlement en deux points distants d'une longueur connue. Cette caractéristique est liée au module dynamique par la relation générale :

$$E = \frac{V^2 (1 + \nu)(1 - 2\nu)}{(1 - \nu)} \frac{\rho}{g}$$

V = vitesse de propagation dans le matériau

$\nu$  = coefficient de Poisson dynamique

$\rho$  = densité du matériau

g = accélération de la pesanteur

Cette mesure "non destructive" est effectuée sur les éprouvettes de fluage en début et fin d'essais.

- Teneur en eau :

La mesure de teneur en eau est faite par pesées et dessiccation à 180° C. Une mesure initiale est faite sur quatre éprouvettes témoins de la coulée, une mesure en fin d'essais est également assurée sur chaque éprouvette de fluage.

II . DESCRIPTION DES INSTALLATIONS D'ESSAIS .

Notre installation initiale comportait quatre bâtis de fluage à chaud et six bâtis à froid dont les caractéristiques sont les suivantes :

II. 1. Bâtis pour essais à 250° C sous 200 KN. (Photo n° 1)

Ces bâtis sont conçus pour des essais de compression sur éprouvettes prismatiques 7 x 7 x 28 cm ou cylindriques 16 x 32 cm.

- le bâti de chargement comporte un système de mise en charge par vérin hydraulique monté sur rotule et commandé par une pompe à main et un accumulateur cléo-pneumatique.

- un manomètre indique la pression exercée, le contrôle fin dans le temps est assuré par un second manomètre potentiométrique.

- les déformations du béton sont transmises à un capteur inductif et un comparateur de faibles courses, par l'intermédiaire de touches de silice prenant appui sur les deux extrémités de l'éprouvette.

- le chauffage de l'éprouvette est obtenu à l'aide d'un four à trois zones de chauffe réglables et séparées. La montée en température peut être effectuée à raison de 1 à 25 ° C/heure réglable en continu.

## II. 2. Bâtis pour essais à température ambiante sous 200 KN.

Ces bâtis permettent des essais de fluage à la température ambiante (20° C stabilisés) sur éprouvettes 7 x 7 x 28 cm ou 16/32 cm.

- L'effort nécessaire de 200 KN est obtenu par un vérin hydraulique simple effet commandé par une pompe à main et un accumulateur oléopneumatique.

- un manomètre de précision indique la pression exercée.

- les déformations sont mesurées à l'aide d'un extensomètre à capteur inductif de base 150 mm.

## II. 3. Extension en cours . (Photo n° 2)

L'installation vient de donner lieu à une extension qui comporte 8 presses de fluage à chaud de 400 KN : pour les essais sur ( ) éprouvettes cylindriques 16/32 cms.

- les bâtis sont en exécution "mécano soudé", ils comportent dans leur socle un cylindre de travail à fourreau tournant.

- le dispositif générateur de pression est constitué par deux pompes électriques de 2,7 l/mm.

- un système de mise en charge par balance à fléau, poids et amplification hydraulique assure la régulation de la charge dans le temps.

- le chauffage est assuré par un four à convection à deux zones de chauffe indépendantes.

- la montée en température peut être effectuée à raison de 1 à 25° C/heure de l'ambiance à 500° C.

- la mesure des variations dimensionnelles de l'éprouvette est effectuée sur deux génératrices opposées à l'aide de capteurs du type à transformateur différentiels par l'intermédiaire d'un système mobile en silice.

Cette dernière installation vient d'être mise en service et va être utilisée pour les études nécessaires au passage du troisième stade.

### III RESULTATS .

Le nombre d'expériences que nous avons effectuées n'étant pas très élevé, nous n'essayerons pas d'en tirer des lois générales mais plutôt des tendances qui resteront à vérifier par un plus grand nombre d'essais.

#### III. 1. Caractéristiques initiales des coulées.

Les caractéristiques générales des éprouvettes au moment de leur mise en température sont présentées dans le tableau II.

On remarque une particularité de la coulée 22 qui se caractérise par une teneur en eau et un module statique plus faibles ; la cause de cet état semble avoir été une mauvaise application, lors du démoulage, de l'enduit de conservation.

#### III. 2. Forme des courbes de fluage - fluage final.

Sans charge l'éprouvette subit des déformations de retrait ou de dilatation selon le degré hygrométrique et la température de conservation.

Sous l'action d'une charge il se produit une déformation instantanée (élastique et plastique) ; si la charge est maintenue prend naissance le fluage ; son amplitude est fonction notamment de la durée de la sollicitation.

Sur les figures 1 à 4 nous avons porté en fonction du temps le fluage obtenu expérimentalement sur les quatre coulées définies précédemment.

On constate que la fonction fluage, qui au début du chargement semble être équivalente à  $C \times \sqrt[n]{t}$  (expression de Shank), tendrait ensuite vers une valeur limite.

TABLEAU II - Caractéristiques initiales des coulées.

	C. 13 ( 4 mois )	C. 14 ( 6 mois )	C. 22 ( 5 mois )	C. 23 ( 9 mois )
Densité	2,35	2,33	2,28	2,32
Teneur en eau en % du poids du maté- riau secs.	3,8	3,4	3,1	3,9
Vitesse du son	4635 m/s	4720 m/s	4560 m/s	4560 m/s
Module statique	384 000 bars	369 000 bars	314 000 bars <sup>x</sup>	349 000 bars

<sup>x</sup> Module statique à 6 mois.

Or si par l'application immédiate de nos résultats à des expériences à court terme, la connaissance du fluage initial est très importante, il n'en est pas de même pour une structure où l'on doit prévoir le comportement à long terme, sans disposer toujours d'essais suffisamment longs pour le béton considéré. Aussi est-il d'un grand intérêt de pouvoir estimer la seconde partie du fluage.

Ross (1) assimile la partie terminale de la courbe à une hyperbole de la forme  $F = \frac{t}{a + bt}$  ou  $\frac{t}{F} = a + bt$  ; on a alors  $F_{\infty} = \frac{1}{b}$ . Nous avons porté sur les figures 5 à 8 sous cette forme le fluage pour les éprouvettes des séries 13, 14, 22, 23. On constate que l'équation de Ross s'applique convenablement après 30 jours environ, la linéarité de  $t/F$  étant d'autant plus vite obtenue que la température est élevée.

Il est intéressant de calculer les valeurs du fluage final de cette manière ; ce résultat est résumé dans le tableau III.

Après vérification de la validité de la forme de ce fluage final sur des essais à long terme, il sera vraisemblablement possible de déterminer la durée des essais nécessaires pour obtenir le fluage final à chaque température, ce qui permettrait de caractériser plus rapidement un béton.

### III. 3. Variation de la teneur en eau en cours d'essais.

Dans le tableau IV nous avons consigné les variations de poids pendant les essais de fluage et les mesures finales de teneur en eau.

On note qu'après un mois, à des températures supérieures à 100° C l'eau est pratiquement éliminée des éprouvettes, qu'il y ait ou pas de Curing ; celui-ci intervenant toutefois sur la vitesse du phénomène au moins pour les températures inférieures à 160/170° C.

TABLEAU III - Fluage final .

° C	Coulée	Conservation en cours d'essai.	Age au chargement (jours)	$F = \frac{t^x}{a + bt}$		Fluage Final $\mu/m$	Observations
				a	b		
25° C	13	à l'air	121	27,5	1,256	796	≠ Curing âge
	23	Sous curing	282	49	2,180	458	
45 °C	23	Sous curing	283	17	1,142	876	
60° C	23	Sous curing	282	4	1,030	971	
75° C	13	à l'air	121	4,6	1,200	833	≠ Curing âge
	22	s/c après 1 mois en	183	40	4,966	202	≠ Maintien en ° et curing
	23	Sous curing	284	2	0,945	1057	≠ ring défectueux.
105° C	13	à l'air	125	3	1,137	880	Curing âge
	14	Sous curing	192	3,6	1,056	946	
	22	Sous curing	182	5	1,086	920	≠ Origine mesure
	22	s/c après 1 mois en	183	20	3,120	320	≠ maintien en °
150° C	14	Sous curing	175	3,5	1,056	946	
200° C	14	Sous curing	179	3,6	1,056	946	
	22	s/c après 1 mois en	183	26	3,370	297	

x F : exprimé en mm/m pour une contrainte de 150 bars

t : en jours

Température d'essais.	Durée de maintien en température.	Coulée.	Conservation.	$\Delta p$ en g.	$\Delta$ en %.	Teneur en eau. finale. En %.
25° C	70 jours	13	Air	29	- 0,9	2,9
	6 mois	23	Curing	18	- 0,5	3,4
45° C	6 mois	23	Curing	50	- 1,6	2,4
60° C	6 mois	23	Curing	70	- 2,2	1,8
75° C	50 jours	13	Air	113	- 3,5	0,4
	96 jours	22	Curing	73	- 2,3	0,7
	6 mois	23	Curing	69	- 2,2	1,7
105° C	50 jours	13	Air	117	- 3,6	0,2
	50 jours	13	Air	118	- 3,6	
	55 jours	14	Curing	103	- 3,2	0,2
	40 jours	14	Curing	103	- 3,3	0
	100 jours	22	Curing	91	- 2,9	0,2
	96 jours	22	Curing	93	- 2,9	0,2
150° C	40 jours	14	Curing	105	- 3,5	0
	40 jours	14	Curing	110	- 3,3	0,2
200° C	40 jours	14	Curing	112	- 3,5	0
	93 jours	22	Curing	102	- 3,2	0

x Rapportée au poids de matériaux secs.



Pour les températures en dessous de  $80^{\circ}\text{C}$ , on note un ralentissement notable du phénomène de déshydratation grâce au revêtement (Fig. 9) ; ce qui a pour effet de nous rapprocher des conditions réelles du béton de masse.

La difficulté d'obtenir une régularité dans la qualité du revêtement nous a amené à utiliser dans nos récents essais, un emballage plastique.

### III. 4. Variations des caractéristiques mécaniques.

Nous avons adopté comme critère des caractéristiques mécaniques la mesure de la vitesse de propagation du son. L'essai n'est pas destructif et peut être reconduit sur la même éprouvette.

Les valeurs portées sur le tableau V représentent les variations de ce critère pendant les essais de fluage.

Comme on pouvait s'y attendre la chute des caractéristiques mécaniques s'accroît avec l'élévation de la température d'essai. Pour les températures au dessus de  $80^{\circ}\text{C}$ , on note malgré des temps d'essais courts (1 mois) des baisses de 13 à 23 %.

### III. 5. Influence de la conservation en cours d'essais.

Les conditions d'évaporation ou d'absorption de l'eau sont imposées par :

- le milieu ambiant et ses variations (hygrométrie, température)
- le béton (porosité, perméabilité)
- le coefficient d'échange béton-milieu (état de surface, rayon moyen)
- le temps d'exposition.

Le tableau VI donne les conditions et les résultats de quelques essais relatifs à l'influence de la conservation en cours d'essais.

Alors qu'à température ambiante les déformations sous charges des éprouvettes protégées sont plus faibles, ce qui n'est pas étonnant, à  $75^{\circ}\text{C}$  et  $105^{\circ}\text{C}$  le phénomène est inversé, la différence de

TABLEAU V - Variation de la vitesse du son pour les éprouvettes chargées.

Température d'essais.	Age du béton.	Durée du maintien en tempé- rature	Vitesse du son m/sec.	$\Delta V$ en m/sec.	$\Delta V$ en %.
25° C	9 mois 15 mois	6 mois	4 530 4 460	- 70	- 1%
45° C	9 mois 15 mois	6 mois	4 530 4 320	- 210	- 5 %
60° C	9 mois 15 mois	6 mois	4 670 4 250	- 420	- 9 %
75° C	9 mois 15 mois	6 mois	4 590 4 060	- 530	- 12 %
105° C	6 mois 8 mois	40 jours	4 710 4 100	- 610	- 13 %
150° C	6 mois 8 mois	40 jours	4 720 3 770	- 950	- 20 %
200° C	6 mois 8 mois	40 jours	4 720 3 630	- 1090	- 23 %

TABLEAU VI - Influence de la conservation en cours d'essai.

Température d'essai	Conditions d'essai	Perte de poids	Après x jours	Retrait en 10 <sup>-6</sup>		fluage en 10 <sup>-6</sup> à 150 bars		
				après 10 jours	après 30 jours	après 10 j.	après 30 j.	après Final
25°C	Conservations à l'air	0,9 %	70 jours	—	—	300	480	796
	Sous Curing	0,5 %	180 jours	—	—	195	320	451
75°C	Conservation à l'air	3,5 %	50 jours	—	—	710	—	833
	Sous Curing	2,2 %	180 jours	—	—	825	1020	1057
105°C	Conservation à l'air	3,6 %	50 jours	155	175	660	780	880
	Sous Curing	3,2 %	55 jours	410	480	730	845	946

retrait semblant en être la principale cause. Pourquoi ? Rappelons que l'origine des mesures de déformations de fluage est l'instant final de chargement (excepté pour une coulée, voir tableau I) et qu'au cours de la période antérieure, correspondant à la montée en température, s'est effectuée déjà une partie du retrait. Or cette fraction est tant plus importante que la température et le coefficient d'échange béton-milieu sont élevés.

La comparaison des courbes de dilatation (Fig. 10) en souligne l'importance.

### III. 6. Influence de la température.

Outre le retrait complémentaire provoqué par le séchage, la température à laquelle est soumis le béton agit sur le degré et la vitesse de durcissement.

On peut donc prévoir que les bétons se comporteront différemment suivant l'âge auquel ils sont exposés à la température (degré d'hydratation différent pour les jeunes bétons) et suivant la valeur de cette température.

Nous limiterons ici notre examen au second facteur.

#### - Températures inférieures à 80° C :

Sur la figure 4 ont été tracées les déformations totales d'éprouvettes exposées à l'âge de 9 mois à 25, 45, 60 et 75° C.

Le fluage augmente en même temps que la température.

Les courbes sont asymptotiques et tendent vers des valeurs finales maximales propres à chaque température.

Pour mieux mettre en évidence ce phénomène nous avons porté sur la figure 11, en fonction de la température les déformations obtenues après 2, 5, 10 .... 100 jours de chargement  $t$  ; et dans le tableau VII ci-après le coefficient de proportionnalité des déformations :

$$c = \frac{\epsilon_0}{\epsilon} (t)$$

où  $\epsilon_0 (t)$  sont les déformations totales à la température

$\epsilon^{25}$  (t) sont les déformations totales à 25° C.

Coefficient de proportionnalité C	Durée de changement en jours						
	2	5	10	20	30	60	100
$\frac{\epsilon_{45^\circ}}{\epsilon_{25^\circ}}$	2,69	2,60	2,38	2,22	2,15	2,13	2,10
$\frac{\epsilon_{60^\circ}}{\epsilon_{25^\circ}}$	4,48	3,85	3,48	3,20	3,05	2,80	2,57
$\frac{\epsilon_{75^\circ}}{\epsilon_{25^\circ}}$	5,35	4,84	4,23	3,70	3,48	3,14	2,87

TABLEAU VII.

L'allure des courbes montre une proportionnalité température-fluage au cours des premiers jours de chargement seulement : puis l'influence de la température sur la vitesse de déformation diminue dans le temps et ce d'autant plus vite que la température est élevée . On peut penser que ce phénomène est lié aux teneurs en eau alors différentes des éprouvettes et à la stabilisation du retrait.

- Températures supérieures à 105° C :

Une température supérieure à 105° C évacue l'eau fixée physiquement et le départ rapide de cette eau arrête tout développement du durcissement et stabilise rapidement le retrait. Les déformations sous charge trouvées expérimentalement dans le domaine des températures 105-200° C (Fig. 2) ne montre pas d'influence notable de la température au cours des deux premiers mois de chargement bien que la vitesse du son accuse une différence.

### III. 7. Influence du temps de maintien en température avant chargement.

Nous avons réuni sur la figure 12 les déformations totales d'éprouvettes chargées à 6 mois et exposées respectivement à l'âge de 5 et 6 mois à 105° C.

Il paraissait vraisemblable que le traitement en température diminue l'importance des déformations compte tenu que la plus grande partie du retrait est alors déjà effectuée mais il est intéressant de noter que le fluage de l'éprouvette traitée pendant 1 mois est inférieur à la résultante "déformation totale-retrait" de l'éprouvette chargée après seulement 2 heures en température.

Cette différence est cependant faible au bout d'un certain temps.

### IV CONCLUSION.

Ces essais ne constituent pas un ensemble complet car ils étaient destinés à répondre aux préoccupations particulières correspondant à la deuxième partie de cette communication. La nécessité d'effectuer une caractérisation complète d'un béton nous est apparue et un programme général est lancé de façon à permettre d'une part l'application à un caisson réel et d'autre part la mise en évidence de l'influence des différents paramètres que nous venons d'évoquer. Un des buts de ce nouveau programme est donc d'essayer de déterminer les essais à faire pour caractériser avec un nombre minimum d'essais le fluage en température d'un béton quelconque.

La nouvelle installation dont nous disposons maintenant nous permettra de mener à bien ce programme.

# INFLUENCE DE LA DUREE DU CHARGEMENT ET DE LA TEMPERATURE

Fig: 1 FLUAGE COULEE 13 . Age au chargement : 4 mois .  $\nabla = 150$  bars

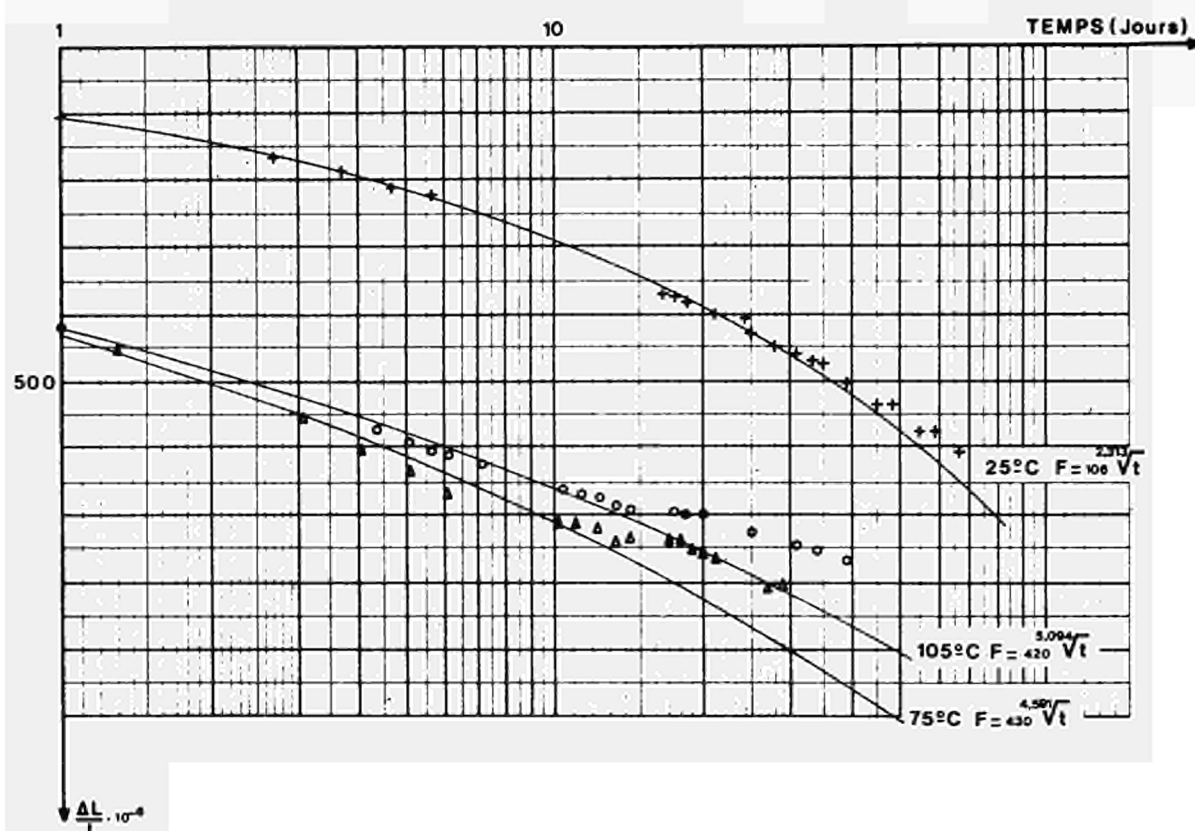
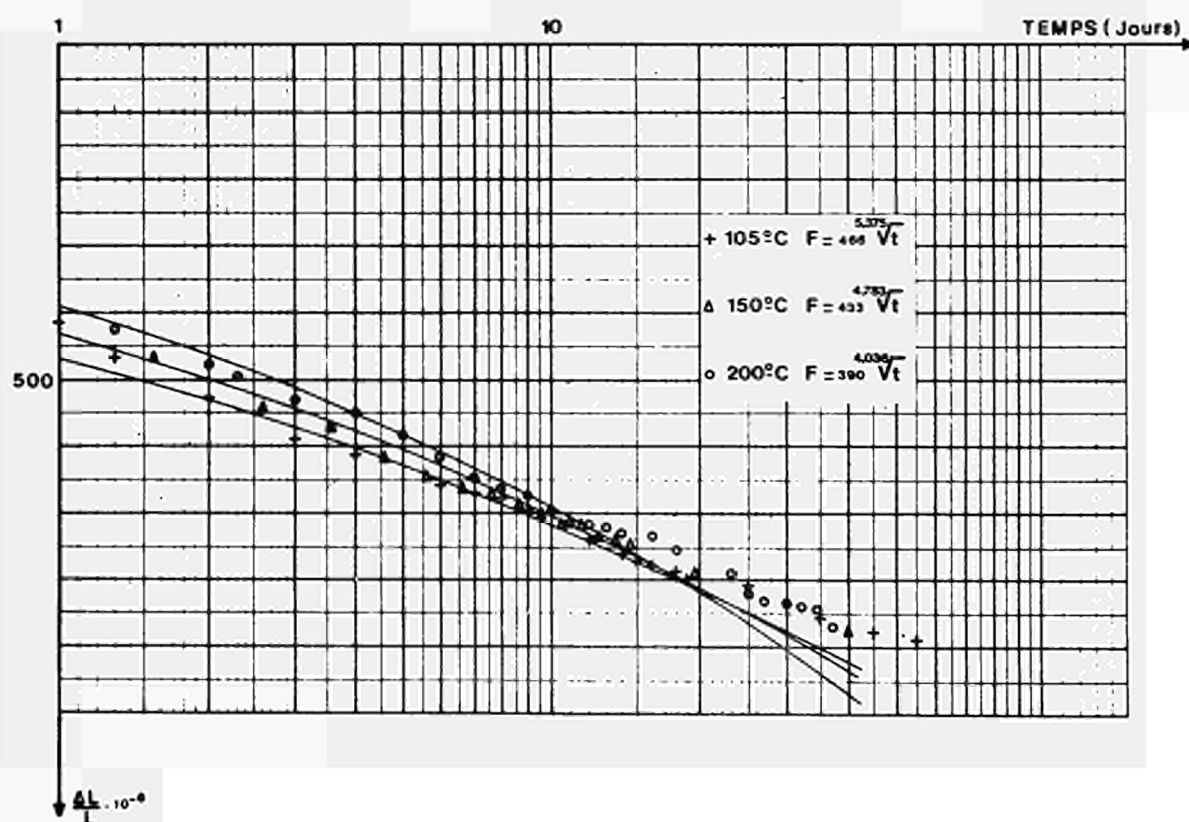


Fig: 2 FLUAGE COULEE 14 . Age au chargement : 6 mois .  $\nabla = 150$  bars



# INFLUENCE DE LA DUREE DU CHARGEMENT ET DE LA TEMPERATURE

Fig : 3 FLUAGE COULEE 22 . Age au chargement : 6 mois .  $\bar{\sigma} = 150$  bars

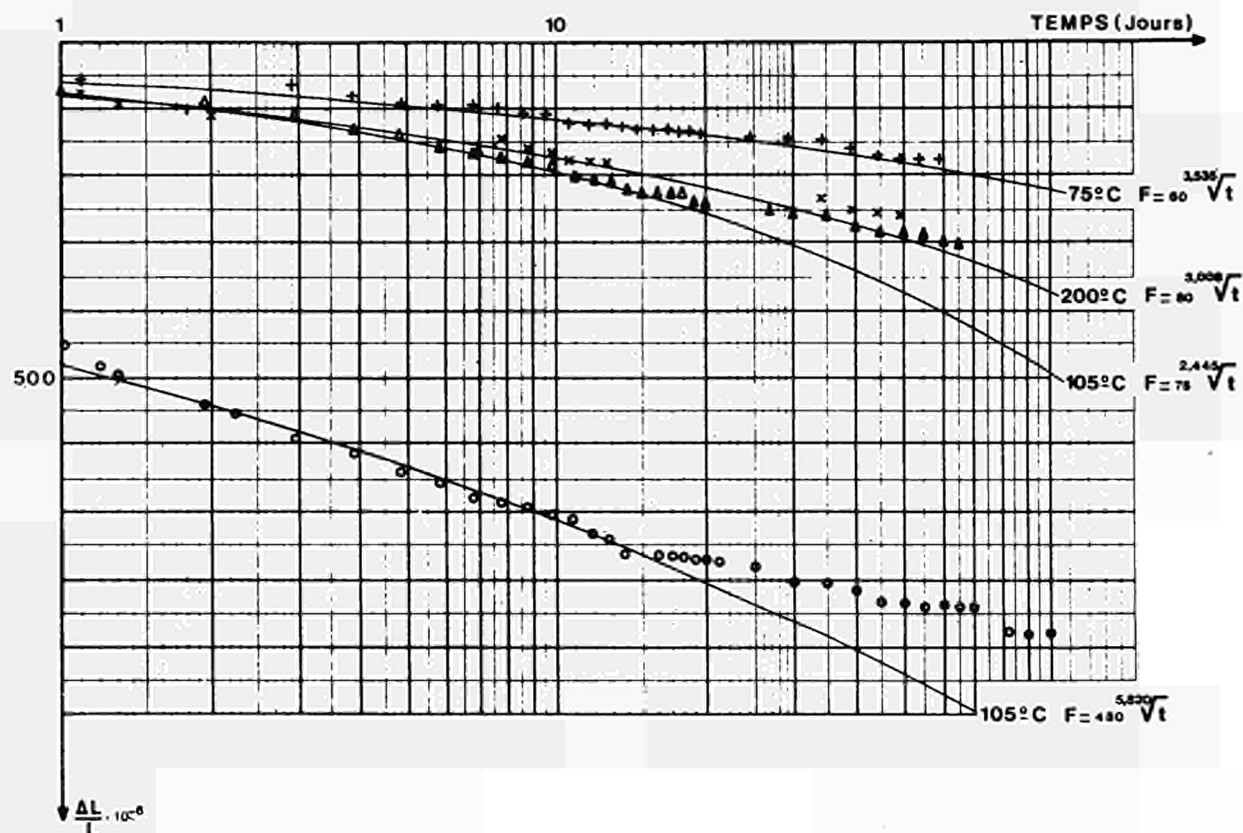


Fig : 4 FLUAGE COULEE 23 . Age au chargement : 9 mois .  $\bar{\sigma} = 150$  bars

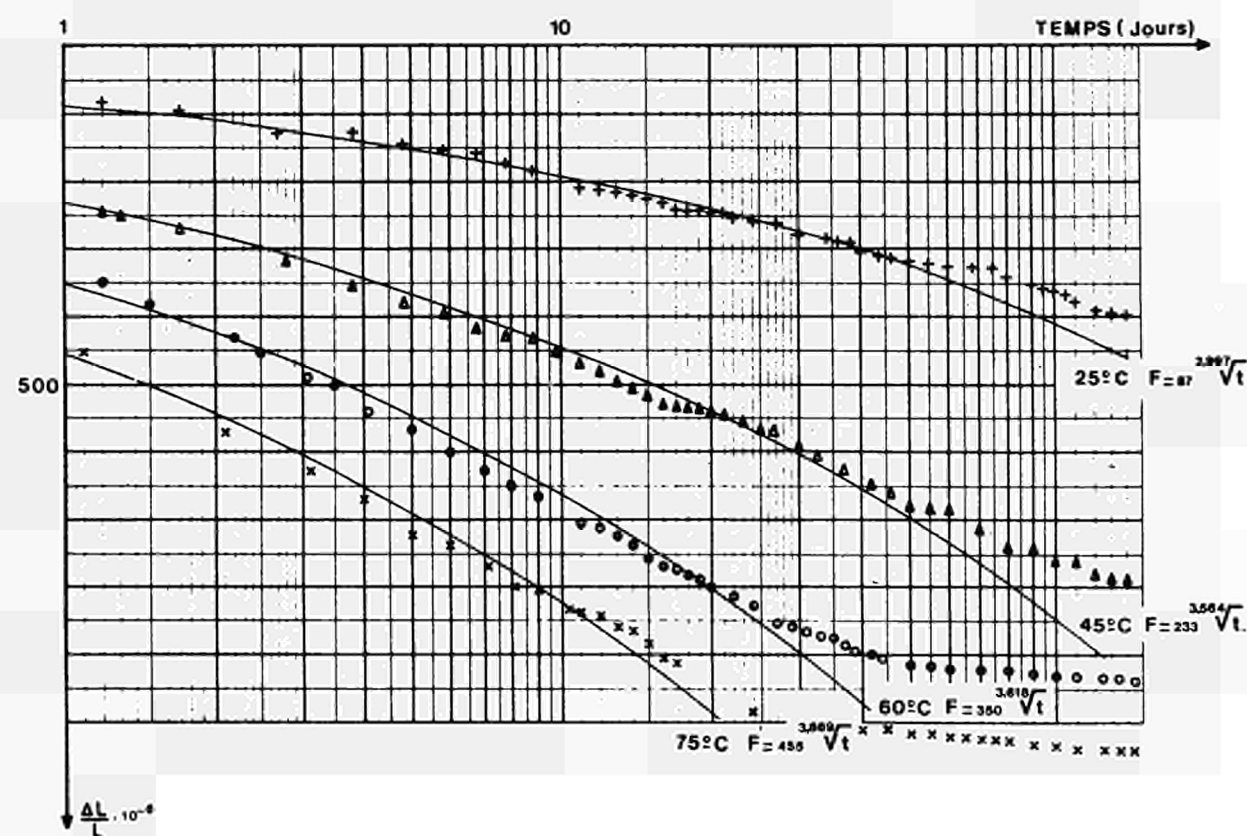




Fig: 5

FLUAGE COULEE 13

ESTIMATION DE LA COURBE FINALE D'APRES ROSS

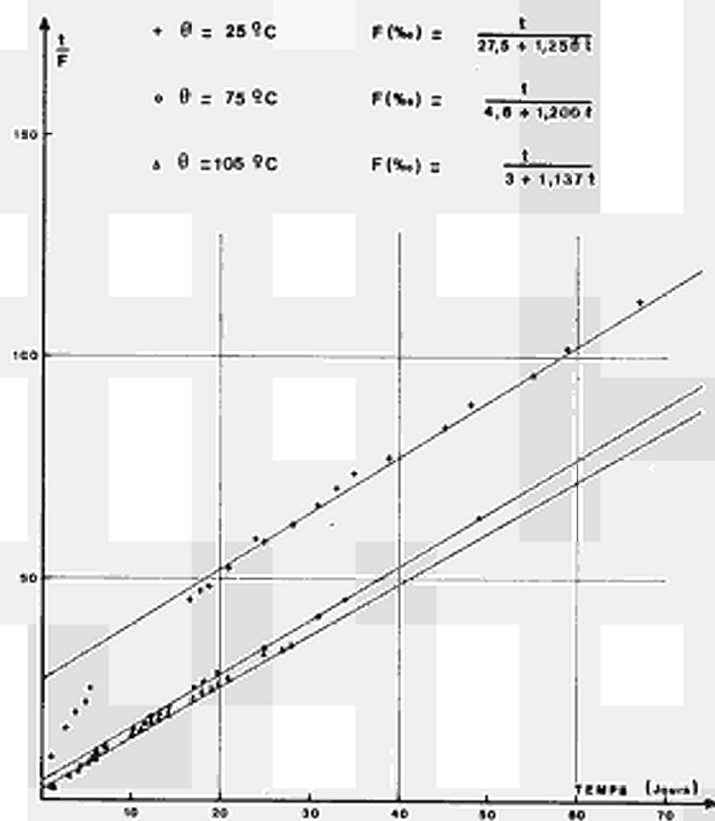


Fig: 6

FLUAGE COULEE 14

ESTIMATION DE LA COURBE FINALE D'APRES ROSS

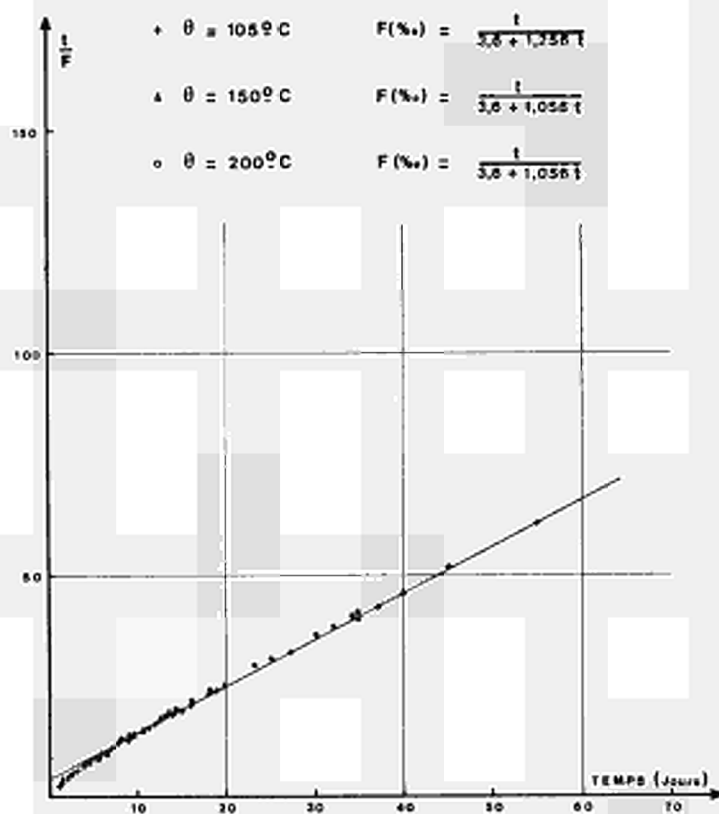


Fig: 7

FLUAGE COULEE 22

ESTIMATION DE LA COURBE FINALE D'APRES ROSS

$$+ \theta = 75^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{40 + 4,988t} \quad - \circ \theta = 105^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{5 + 1,086t}$$

$$\Delta \theta = 105^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{20 + 3,120t} \quad - \times \theta = 200^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{26 + 3,370t}$$

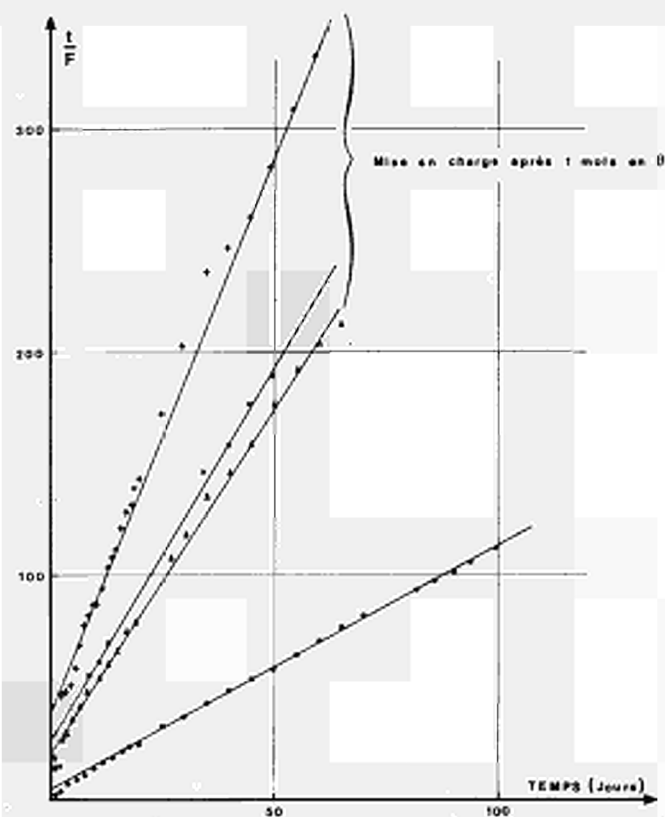


Fig: 8

FLUAGE COULEE 23

ESTIMATION DE LA COURBE FINALE D'APRES ROSS

$$+ \theta = 25^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{49 + 2,180t}$$

$$\Delta \theta = 45^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{17 + 1,142t}$$

$$\circ \theta = 60^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{4 + 1,030t}$$

$$\times \theta = 75^{\circ}\text{C} \quad F(\%) = \frac{t}{2 + 0,945t}$$

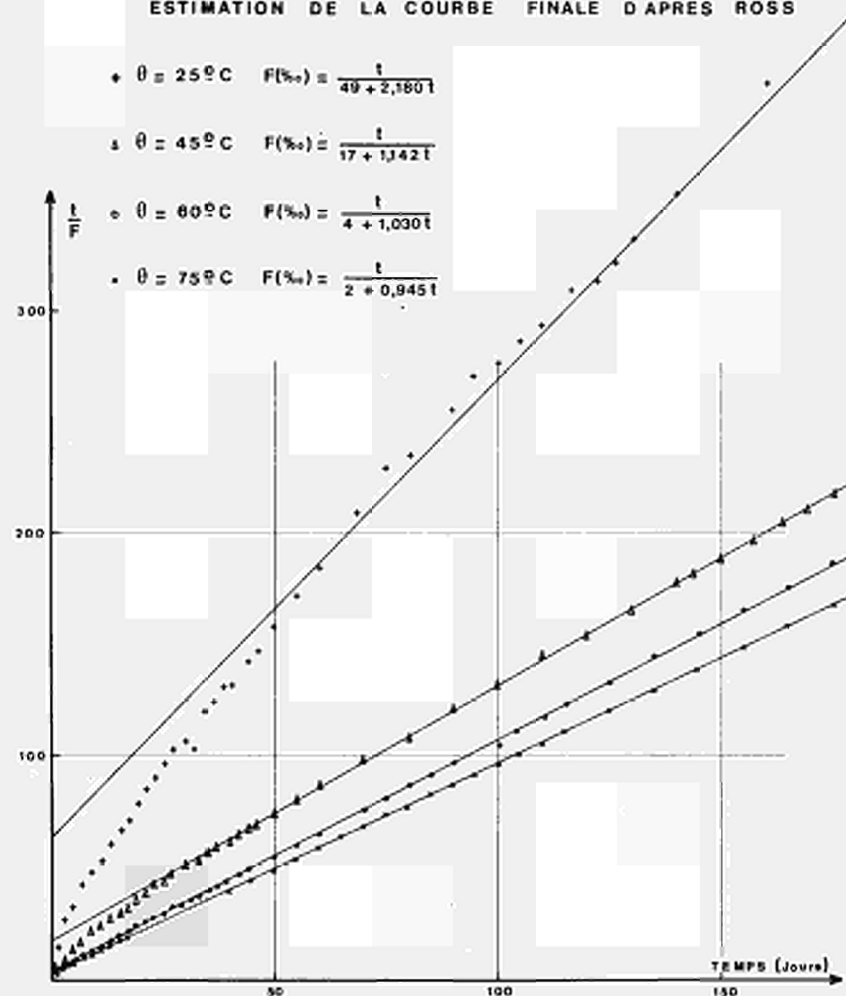


Fig: 9 PERTES DE POIDS AU COURS DES  
ESSAIS EN TEMPERATURE

- + Conservation à l'air - Durée  $\approx 50$  Jours
- Conservation sous curing - Durée  $\approx 50$  Jours  $\theta > 100^\circ\text{C}$   
Durée  $\approx 180$  Jours  $\theta < 100^\circ\text{C}$

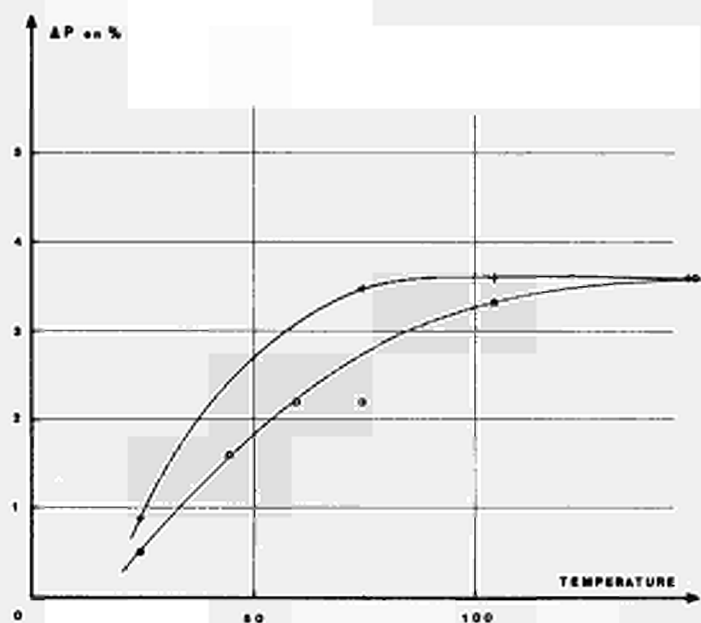


Fig: 10 INFLUENCE DE LA CONSERVATION SUR  
LA DILATATION ET LE RETRAIT

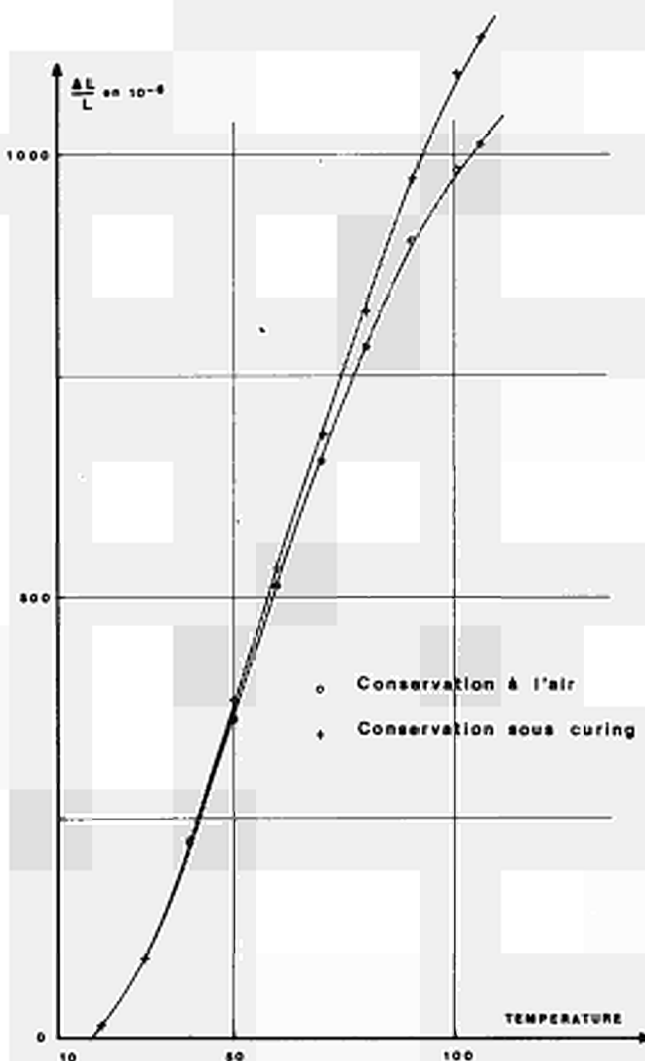


Fig: 11 DEFORMATIONS OBTENUES APRES DIVERS  
TEMPS DE CHARGEMENT EN FONCTION DE  
LA TEMPERATURE

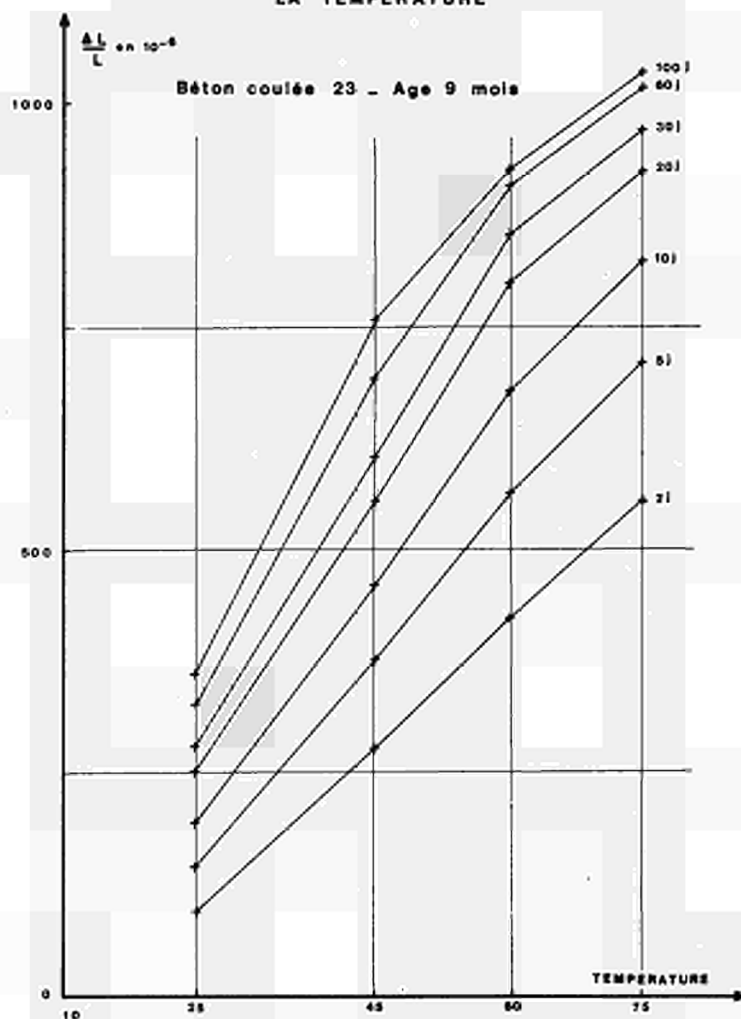
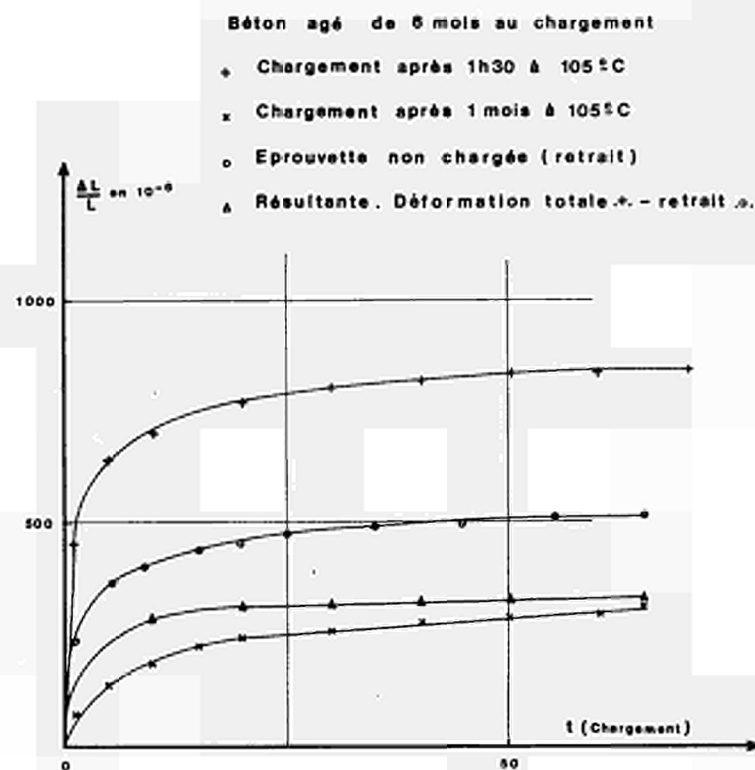
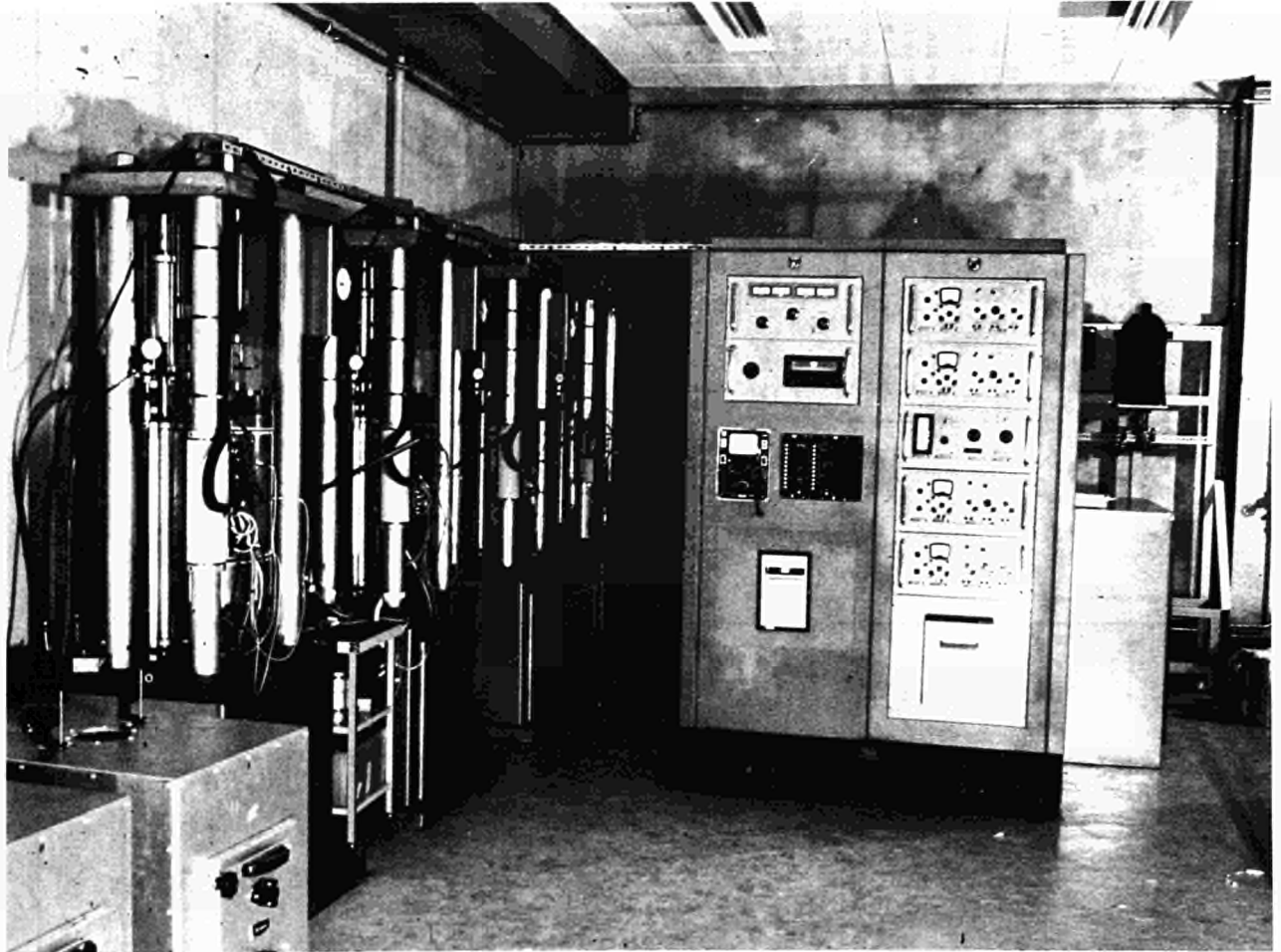


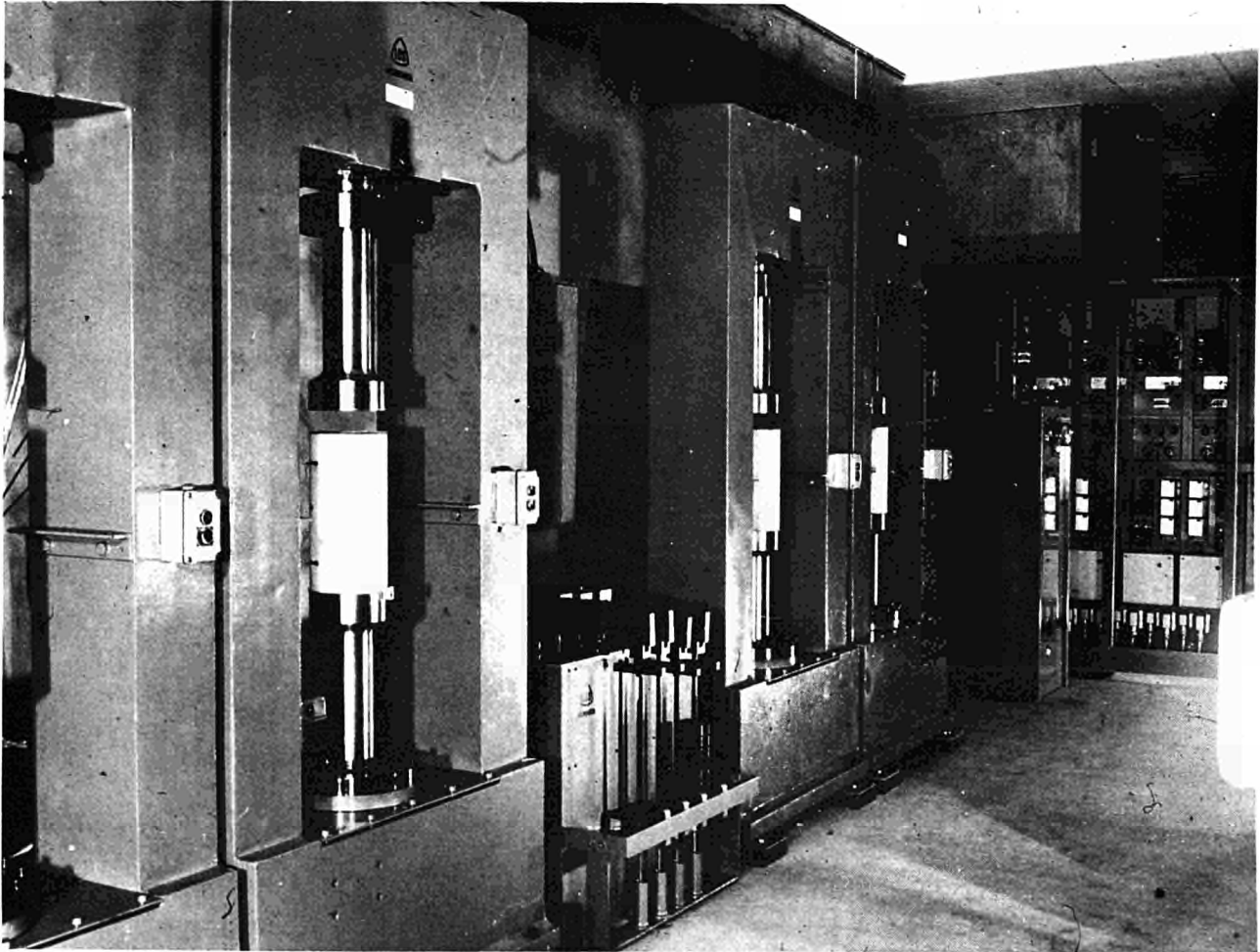
Fig: 12 INFLUENCE DU TEMPS DE MAINTIEN EN  
TEMPERATURE AVANT CHARGEMENT



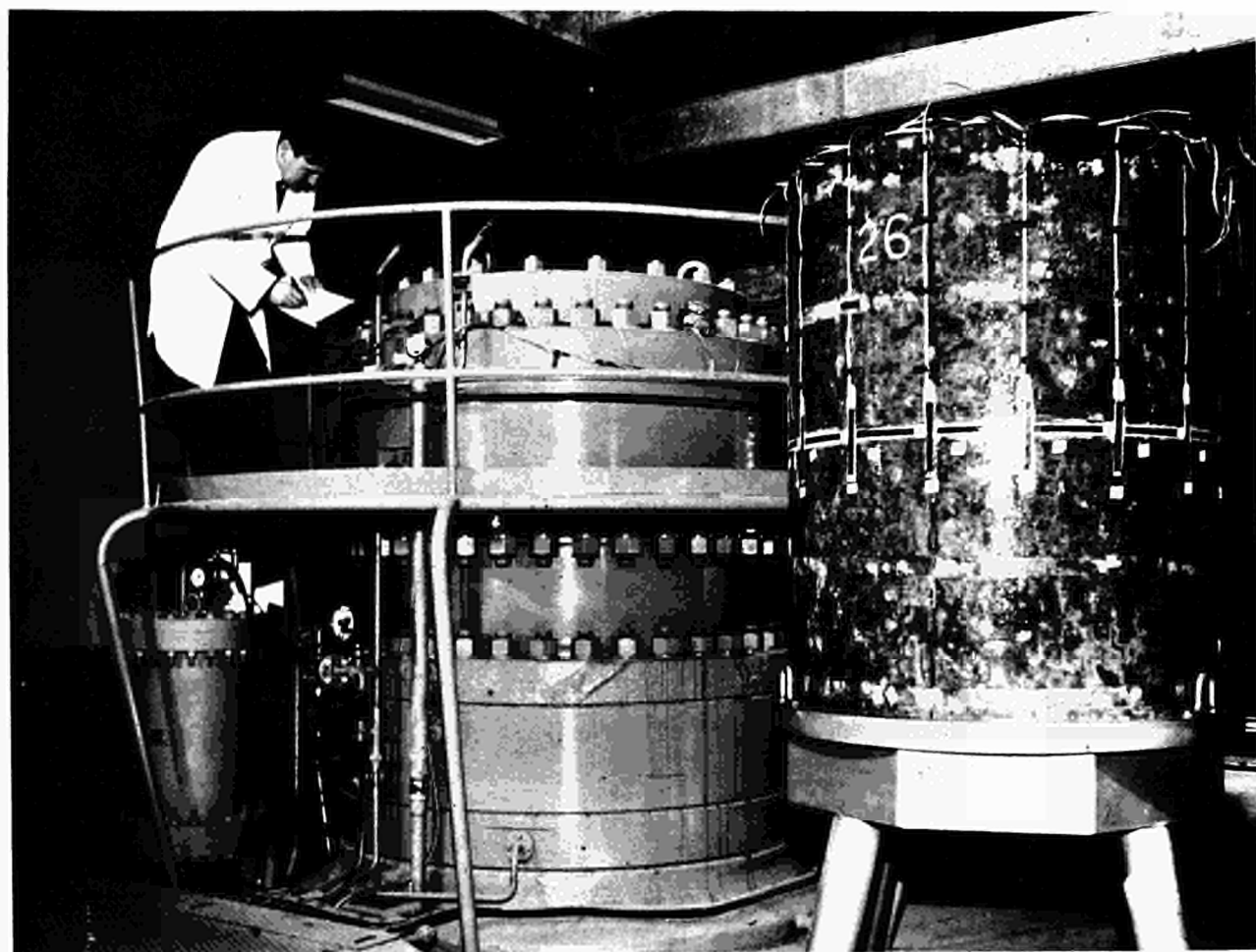
Installation de fluage 200 KN



Installation de fluage 400 KN



Bâti pour chargement des modèles cylindriques



2 ème PARTIE - ETUDE DES PROPRIETES MECANQUES  
RHEOLOGIQUES ET THERMIQUES DU BETON DANS UNE STRUCTURE SOUS L'EFFET  
DES TEMPERATURES .

I. DESCRIPTION ET POSSIBILITES DE L'INSTALLATION D'ESSAIS :

L'installation est conçue de manière à pouvoir appliquer à l'anneau cylindrique, des sollicitations identiques à celles que subit un caisson de réacteur nucléaire en béton précontraint (l'anneau constitue un modèle réduit idéalisé à l'échelle 1/25 ). Le fonctionnement des dispositifs de contrôle et de régulation est automatique et permet de mener des expériences absolument continues.

I. 1. Application des sollicitations :

a) Précontrainte :

Un bâti en acier (photo n° 3), d'un poids de 30 tonnes, supporte les réactions des forces appliquées au modèle ; il est composé essentiellement d'un fond (socle) en acier moulé et d'une jupe comprenant 3 viroles en acier forgé ; le modèle, introduit dans cette enceinte, peut être soumis :

- à une charge axiale, obtenue grâce à une membrane en néoprène à faible déplacement agissant sur un piston supportant l'anneau : cette charge est reprise par une couronne de réaction, située à la partie supérieure du dispositif ; les efforts sont transmis à cette couronne par l'intermédiaire d'une pièce d'appui et d'un dynamomètre.

- à une pression radiale externe appliquée dans 3 membranes en caoutchouc placées au contact direct de l'anneau en béton ; les deux membranes supérieures et inférieures autorisent la simulation d'effets d'extrémité.

Les quatre circuits hydrauliques ainsi définis sont



pressurisés au moyen de pompes hydropneumatiques indépendantes ; pour les faibles pressions radiales, un dispositif annexe permet une régulation précise dans les 3 chambres radiales mises en parallèle.

Les charges maxima applicables correspondent à

$\sigma_R = \sigma_Z = 100$  bars ; les contraintes maxima correspondantes dans l'anneau s'élèvent à :

- Paroi extérieure :  $\sigma_R = - 100$  b ;  $\sigma_\theta = - 260$  b ;  $\sigma_z = - 100$

- Paroi intérieure :  $\sigma_R = 0$  ;  $\sigma_\theta = - 360$  b ;  $\sigma_z = - 100$

#### b) Pression interne :

Un noyau en acier de forte épaisseur, introduit dans le modèle, reprend la pression appliquée par l'intermédiaire d'une membrane en caoutchouc mise en charge par une pompe hydropneumatique.

Ce dispositif ne permet que des essais à température ambiante : il peut être utilisé soit dans le bâti, soit hors bâti. La pression maxima applicable est de 35 bars ( $\sigma_\theta = 56$  b ;  $\sigma_{\theta i} = 21$  b) et permet d'obtenir la rupture des anneaux. e

#### c) Température :

Un élément chauffant tubulaire, à quatre niveaux indépendants électriquement, d'une puissance totale de 14 Kw , peut être introduit dans l'anneau : la chaleur est transmise au béton par l'intermédiaire de poudre de laiton. A l'extérieur de l'anneau, un circuit de refroidissement , situé dans les poches de mise en pression, et capable de 15 m<sup>3</sup>/h, permet le contrôle des températures du côté froid. Les pièces d'extrémité du bâti sont également refroidies.

Les caractéristiques thermiques de l'ensemble sont telles que la température maxima que l'on peut atteindre en parement interne est de  $T_i = 210^\circ$  C ; la température externe, en régime établi, est alors de  $T_e = 80^\circ$  C. Il serait bien entendu possible de modifier l'installation pour augmenter  $T_i$  ou diminuer  $T_e$

### I. 2. Mesures et régulation :

#### a) Pressions :

Elles sont contrôlées par quatre manomètres enregistreurs A C B et quatre indicateurs à lecture directe qui participent aussi à la régulation et sont complétés dans ce domaine par des

manostats et des accumulateurs hydropneumatiques ; les pressions de consigne peuvent être ainsi maintenues à  $\pm 2\%$  , quelles que soient les variations dimensionnelles (dues à la dilatation thermique libre ) du modèle.

b) Températures :

Soixante quatorze thermocouples ( Cu/ constantan ) , répartis dans la masse et sur les parois de la structure, sont utilisés pour le contrôle et la régulation de la température ; celle-ci est maîtrisée avec seize couples doubles agissant sur quatre régulateurs aveugles CORECI  $H_2$   $C_4$  à action proportionnelle ; les indications de ces appareils sont en outre regroupées sur un enregistreur potentiométrique MECI .

Un réglage de puissance manuel, associé à ces enregistreurs pour chacun des 4 éléments chauffants, permet d'obtenir une montée linéaire en température et un régime permanent stable.

Les quarante deux couples de contrôle sont raccordés, par l'intermédiaire de deux enceintes de référence à  $0^\circ C$  (Frigistor) à une centrale de mesure Solartron qui délivre des résultats imprimés et perforés (sur bande) en degrés Celsius.

c) Déformation - Détection des fissures :

Les déformations relatives superficielles sont mesurées par 38 jauges à fil résistant (Hottinger - Baldwin 15I/300 LP 21), de 15 cm de base, collées sur le béton avec une résine epoxy durcissant à  $20^\circ C$ . Ces jauges situées à mi-hauteur de l'anneau, sont réparties de la façon suivante :

- seize d'entre elles, régulièrement réparties, mesurent les déformations circonférentielles de la paroi extérieure tandis que seize autres en analysent les déformations verticales.

six jauges, disposées à intervalles réguliers, donnent les déformations circonférentielles en parémet interne.

Tous ces appareils peuvent être utilisés comme détecteurs de fissures ; ils sont raccordés à une centrale de mesure Budd qui délivre les microdéformations sur bande perforée, et imprimante.

Les variations du diamètre intérieur sont contrôlées à l'aide de deux ensembles mécaniques, situés à deux niveaux voisins de la mi-hauteur ; ils sont composés de palpeurs en invar, traversant l'élément chauffant, et placés de part et d'autre d'un corps de mesure dont l'élément sensible est un potentiomètre Burns, à résolution infinie.

Les déplacements peuvent être relevés entre 1 et 2 mm ; la température de l'élément sensible est suivie par une sonde platine. Les mesures sont transmises à la Centrale Solartron.

### I. 3. Centralisation des informations - Dépouillement :

L'auscultation périodique des différents capteurs est commandée automatiquement par l'horloge numérique de la centrale de Solartron qui envoie un signal de déclenchement aux différents récepteurs. Les informations, imprimées et perforées sur bande, sont dépouillées automatiquement grâce à l'antenne C D C 6600 des Renardières.

### II. PRESENTATION DES PROGRAMMES DE CALCUL .

Les programmes de calcul utilisables pour simuler numériquement le comportement de l'anneau de béton sont au nombre de deux :

- ELVIS pour une analyse de cylindre infini (situation unidimensionnelle.)
- BOOBLV pour une analyse en cylindre court (situation bidimensionnelle).

#### A. Programme ELVIS :

Il s'agit de simuler numériquement l'évolution thermique et visco-élastique d'un cylindre infiniment long. Analytiquement, le problème se réduit à l'intégration de deux systèmes d'équations différentielles . Le premier est relatif à l'équilibre thermique.

$$(1) \operatorname{div} (\vec{\rho} \operatorname{grad} T) = \frac{\delta}{\delta t} (\rho C T)$$

avec des conditions aux limites comme :

$$(1_a) T(r_i) = f(t)$$

Température imposée à une paroi

$$(1_b) \lambda \left( -\frac{\delta T}{\delta r} \right) (r = r_i) = g(t)$$

Flux imposé

$$(1_c) \lambda \left( \frac{\delta T}{\delta r} \right) (r=r_i) = \beta (T_{ext} - T(r_i))$$

Condition mixte

Le second est construit autour des équations d'équilibre élastiques à savoir :

$$(2) \text{ Equation d'équilibre local } \frac{\delta}{\delta r} \left( r_{\sigma r} \right) - \frac{\sigma}{r} = 0$$

$$(2_a) \text{ Equation d'équilibre axial } \int_{R_i}^{R_e} r_{\sigma z} dr = F$$

La relation contrainte - déformation - température est donnée par l'examen de deux modèles rhéologiques à n étages valables respectivement pour l'état déviatorique :

$$\epsilon \text{ déviatorique} = \frac{\sigma \text{ déviatorique}}{G} + \sum_{i=1}^n \epsilon_i(d)$$

et pour l'état hydrostatique :

$$\epsilon \text{ hydrostatique} = \frac{\sigma \text{ hydrostatique}}{K} + \alpha T + \sum_{i=1}^n \epsilon_i(h)$$

$\epsilon_i(d)$  représente les déformations déviatoriques de chaque étage ;

$\epsilon_i(h)$  représente les déformations hydrostatiques de chaque étage

La relation contrainte-déformation est essentiellement dépendante de l'histoire du chargement. Celui-ci a, par impulsions successives, provoqué le glissement des amortisseurs jusqu'à un certain niveau qui est considéré comme définissant la déformabilité locale à l'instant considéré. L'état de tension des résultats est donc nécessairement mémorisé. Ce processus de simulation est particulièrement bien adapté aux ordinateurs actuels.

Les caractéristiques du modèle rhéologique sont considérées comme dépendant du temps, du niveau de contrainte, de la température et surtout des coordonnées.

#### B. Programme BOOBLV :

Ce programme est la version rapide du code BLOCK ,

référence (1) adaptée à la simulation d'une géométrie simple traitée à une vitesse élevée.

Les utilisations faites à l'heure actuelle de BOOBLV ont été essentiellement isothermes. L'utilisation en a donc été simplifiée.

Les relations d'équilibre sont la généralisation à deux dimensions de (2) à savoir :

$$(3) \quad \frac{\delta}{\delta r} (r^\sigma r) + r \frac{\delta r}{\delta Z} - \sigma_\theta = 0$$

$$\frac{\delta}{\delta r} (r^\tau) + r \frac{\delta \sigma Z}{\delta Z} = 0$$

Les relations contraintes - déformation -température - fluage sont identiques à celles prises en compte par ELVIS. Les sous-programmes et les fonctions correspondantes sont standardisées entre les deux programmes.

BCOBLV utilise comme données les résultats d'une phase A référence (1) où les relations déplacement - sollicitation ont été résolues dans l'hypothèse où le ressort série  $E_0$  est linéaire et indépendant du temps et de tout autre facteur.

Cette hypothèse est celle qui permet de simuler rapidement l'évolution de l'éprouvette. Lorsque celle-ci est représentée par 400 points (ou 300 degrés de liberté) le passage d'un instant  $t$  à l'instant  $t + \Delta t$  est effectué en machine en 1,7 secondes. (C D C 6600).

### III PROGRAMME DES ETUDES :

### III. 1. Composition des bétons :

Les deux compositions qu'il est prévu d'étudier en premier lieu sont les suivantes :

a) Composition A : Dosages pour 1 m de béton :

- Porphyre 5/15 ;;;;;;	.1	068,60 Kg
- Sable de Loire .....		440,00
- Sablon Naveau .....		292,90
- Ciment C P A C 325 Lafarge .....		350,00
- Eau (E/C = 0,45) .....		157,40
- Pozzolithe n° 8 .....		0,93

Total .....	<u>2 309,83 Kg/m<sup>3</sup></u>
-------------	----------------------------------

b) Composition B :

- Gravillon roulé Rudigoz....	1 156,00
- Sable roulé Rudigoz .....	647,00
- Ciment CPA C/325 Lafarge...	400,00
- Eau (E/C = 0,37) .....	148,00
- Pozzolith n° 8.....	1,06

---

Total..... 2 352,06 Kg/m

Ces deux compositions correspondent à de bons bétons de chantier, à granulométrie légèrement ecrêtée, compte tenu des dimensions de nos modèles et des problèmes de bases de mesure. Les deux bétons sont assez différents par la nature des agrégats : porphyre concassé et silico-calcaire roulé.

Seule la première composition a actuellement donné lieu à des expériences ; nous avons préféré étudier à fond une seule composition en pensant que les résultats permettront d'alléger l'étude des compositions suivantes.

III. 2. Programme des essais :

Les buts des essais réalisés entre la température ambiante et 75° C sont d'étudier, sous l'effet de sollicitations mécaniques et thermiques, dissociées ou conjuguées, les problèmes suivants :

- le fluage
- les caractéristiques mécaniques du matériau
- les contraintes thermiques
- la fissuration sous gradient thermique
- le comportement en traction à température ambiante
- les paramètres thermiques (diffusivité, dilatation, échange) :

La comparaison des résultats expérimentaux à ceux donnés par des modèles mathématiques, alimentés par des essais sur éprouvettes, permet d'étudier la validité des hypothèses de calculs et des conditions d'essais sur éprouvettes.

Les anneaux cylindriques constituent un stade d'intermédiaire très souple entre la structure réelle et l'éprouvette de dimensions réduites.

a) Essais mécaniques :

Il s'agit d'essais courts (élastiques) comparables aux essais de détermination sur presse des caractéristiques du matériau. Nous effectuons des essais de compression et des essais de traction de manière à déterminer les paramètres mécaniques directement sur des anneaux (coefficient de Poisson, module d'Young, résistance à la rupture en traction) en fonction de divers cas de charge. Ces caractéristiques sont comparées à celles mesurées sur éprouvettes prismatiques ( 7 x 7 x 28 cm ).

b) Essais rhéologiques :

Ce sont des essais plus longs, réalisés pour le moment à température ambiante, qui fournissent les déformations lentes sous charges biaxiales maintenues. Les résultats sont comparés aux résultats numériques fournis par deux programmes de calcul, l'un monodimensionnel ( ELVIS ), l'autre bidimensionnel ( BLOCK ).

Ces programmes peuvent utiliser différents modèles rhéologiques linéaires dont les paramètres sont déterminés à partir d'essais de fluage uniaxiaux réalisés sur des éprouvettes prismatiques ( 7 x 7 x 28 cm ). Nous recherchons, en particulier, les écarts à la linéarité. Nous prévoyons d'effectuer ces essais à différentes températures ( comprises entre l'ambiante et 75° C ), homogènes dans l'anneau, puis avec gradient de température ( la précontrainte sera dimensionnée pour éviter toute fissuration ). Actuellement, nous opérons encore à température ambiante.

c) Essais thermiques :

Ils permettent d'étudier la réponse d'un béton donné, constituant l'anneau, sous l'effet de sollicitations mécaniques et thermiques conjuguées, appliquées pendant des temps relativement courts ( quelques jours ) ; ces essais peuvent aller jusqu'à fissuration de la paroi externe de l'anneau : on détermine ainsi le terme  $E_t / (1-\nu)$  et les valeurs maxima atteintes par les contraintes thermiques . Ce type d'essai est intéressant pour sélectionner un béton dans les conditions de contrainte d'un projet donné. L'étude des régimes thermiques transitoires est également faite et permet de déterminer certains

paramètres tels que la diffusité thermique ( $\lambda / \rho C$ ), le coefficient d'échange ( $\beta$ ), le coefficient de dilatation ( $\alpha$ ), cette détermination se fait par comparaison directe des résultats expérimentaux et calculés grâce aux nombreuses possibilités des codes de calcul : le calage expérience-calcul est réalisé dans le temps et dans l'espace. Le déroulement d'un essai est pratiquement le suivant :

Un gradient thermique contrôlé est créé dans l'épaisseur de l'anneau, en chauffant la paroi intérieure et en refroidissant la paroi extérieure. En partant d'un état isotherme de la structure, la fissuration est recherchée en effectuant des cycles thermiques à amplitude croissante, jusqu'à atteindre une température maxima de  $75^{\circ} \text{C}$  en paroi chaude.

Le béton est âgé de six mois, au minimum, au moment des essais ; il est conservé, enduit d'une résine époxy au démoulage dans un local à  $20^{\circ} \text{C}$  et 70 % d'humidité relative.

Chaque cycle comporte 3 phases :

- la montée en température linéaire en parement interne ( $5^{\circ} \text{C/heure}$ )
- la stabilisation (obtention du régime permanent)
- le retour à l'état isotherme.

Si la fissuration n'est pas obtenue en augmentant la température, elle est recherchée en diminuant la précontrainte.

Les trois premiers cycles d'un essai thermique sont des cycles de stabilisation strictement identiques ; des chargements mécaniques rapides, appliqués avant et après chacun de ces 3 cycles et aussi après l'exécution du dernier cycle de l'essai complet ( qui comporte une dizaine de cycles ), permettent de vérifier l'évolution éventuelle des caractéristiques mécaniques du matériau.

Après les cycles de stabilisation, l'anneau est maintenu sous précontrainte biaxiale jusqu'à la fin des cyclages thermiques à température croissante, qui se poursuivent, sans interruption, pendant 1 mois environ.

Avant d'entamer ce programme, nous avons expérimenté deux anneaux identiques, à haute température ( $T_i = 210^{\circ} \text{C}$ ,  $T_e = 80^{\circ} \text{C}$ ) ; malheureusement, les extensomètres se sont mal comportés à ces températures et les essais n'ont pu donner que des résultats



qualitatifs mais néanmoins intéressants. Nous étudions la possibilité d'effectuer des mesures à ces températures.

#### IV. PRINCIPAUX RESULTATS - COMPARAISON AVEC LES CALCULS

##### A. Chargements mécaniques rapides à température ambiante :

Les caractéristiques élastiques du béton sont déterminées sous l'effet de différentes charges biaxiales, en appliquant :

- une contrainte axiale  $\sigma_z$  constante et en faisant varier la contrainte radiale externe  $\sigma_R$
- une contrainte  $\sigma_R$  constante et en faisant varier  $\sigma_z$

A partir des contraintes appliquées aux limites, (1) en mesurant les déformations superficielles  $\epsilon_z$  et  $\epsilon_\theta$ , on peut calculer dans l'hypothèse homogène, le module d'élasticité E et le coefficient de Poisson  $\nu$  par les formules :

$$(4) \quad \nu = \frac{\sigma_\theta \epsilon_z - \sigma_z \epsilon_\theta}{\epsilon_z (\sigma_z + \sigma_r) - \epsilon_\theta (\sigma_\theta + \sigma_r)} \quad \text{et} \quad (5) \quad E = \frac{\sigma_z^2 - \sigma_\theta^2 + \sigma_r (\sigma_z - \sigma_\theta)}{\epsilon_z (\sigma_z + \sigma_r) - \epsilon_\theta (\sigma_\theta + \sigma_r)}$$

On observe une dispersion assez notable aux faibles charges : on peut améliorer les résultats en dépouillant dans les intervalles entre deux charges successives (Tableau I).

On constate ainsi que le module de la paroi interne est systématiquement inférieur de 4,5 % environ à celui de la paroi externe ; indépendamment de la valeur des contraintes, cette différence peut être due à plusieurs causes :

- influence de la pression sur les extensomètres collés sur la paroi extérieure.
- imperfections du chargement axial constatées expérimentalement entre l'extérieur et l'intérieur.

---

(1) Dans l'hypothèse homogène, on en déduit :

$$\sigma_\theta = 2,6 \sigma_r ; \sigma_i = 3,6 \sigma_e$$

Les caractéristiques ainsi déterminées ont pu être comparées à celles mesurées sur éprouvettes de 7 x 7 x 28 cm chargées axialement. Le module d'Young des éprouvettes est inférieur de 16 % à celui de l'anneau ; cet écart n'est pas probant pour la mise en évidence d'un effet d'échelle ; en effet les mesures sur éprouvettes sont effectuées à l'aide de transformateurs différentiels entre deux plots scellés dans la partie centrale de l'éprouvette, tandis que les mesures relatives à l'anneau sont obtenues grâce à des straininges collés sur les parements ; une expérience mettant en parallèle ces strain-gages et les extensomètres ancrés dans le béton, a montré que la réponse des jauges était inférieure de 15 % à celle des extensomètres fixés sur plots. Il semble donc que la différence observée soit essentiellement de nature expérimentale. Ces observations mettent en évidence la difficulté de comparer deux expériences pour lesquelles toutes les conditions ne sont pas absolument identiques.

#### B. Transitoires thermiques :

Deux modèles de même composition nous ont permis d'étudier les régimes transitoires et permanents et de vérifier la reproductibilité des résultats pour des sollicitations imposées sensiblement identiques :

Pour le premier modèle, la loi thermique imposée était de la forme  $d(T_i - T_e)/dt = \text{cte}$ , tandis que le deuxième subissait  $dT_i/dt = \text{cte}$ , avec un régime permanent maintenu plus longtemps. Les figures 2 et 3 montrent l'évolution des températures correspondantes ; pour une précontrainte de l'anneau donnée, les sollicitations thermiques provoquent des extensions sur la fibre externe qui peuvent entraîner une fissuration verticale si le gradient thermique est suffisant ; ceci explique que nous préoccupons de suivre plus particulièrement l'évolution temporelle des déformations circonférentielles extérieures

. La comparaison des résultats des deux modèles est donnée sur la figure 4 ; on voit que la dispersion d'un modèle à l'autre est faible, compte tenu des conditions expérimentales, légèrement différentes.

Les déformations expérimentales dues aux contraintes thermiques sont déterminées à partir des déformations mesurées en effectuant une correction de température proportionnelle à  $(\alpha_j - \alpha_b)(1)$

TABLEAU I - : DEFORMATIONS RELATIVES EXPERIMENTALES, COEFFICIENT DE POISSON, ET MODULE D'YOUNG, EN FONCTION DES CONTRAINTES IMPOSEES A TEMPERATURE AMBIANTE A L'ANNEAU DE BETON. Gâchée

initiale			imposée			$\mu$			$\epsilon$ moyen		Ecart Type		$\nu \times 10^2$	$E$ bars
$\sigma_{Re}$	$\sigma_e$	$\sigma_{Ze}$	$\sigma_{Re}$	$\sigma_e$	$\sigma_{Ze}$	$\sigma_{Re}$	$\sigma_e$	$\sigma_{Ze}$	$\epsilon_e$	$\epsilon_{Ze}$	$\epsilon_e$	$\epsilon_{Ze}$		
0	0	-0,6	-14,6	-38,0	-0,6	-14,6	-38,0	0	-82	25	2	9	20	427809
0	0	-0,6	-30,2	-78,5	-0,6	-30,2	-78,5	0	-176	57	6	18	21	408 397
0	0	-0,6	-45,0	-117,0	-0,6	-45,0	-117,0	0	-271	88	9	25	22	396 135
0	0	-0,6	-60,7	-157,8	-0,6	-60,7	-157,8	0	-370	125	16	34	22	389 794
0	0	-15,8	-14,9	-38,7	-16,2	-14,9	-38,7	-0,4	-89	26	3	13	20	398 959
0	0	-15,8	-30,0	-78,0	-16,6	-30,0	-78,0	-0,8	-179	55	7	21	21	398 761
0	0	-15,8	-44,4	-115,4	-16,6	-44,4	-115,4	-0,8	-266	85	11	28	22	397 582
0	0	-15,8	-60,7	-157,8	-16,6	-60,7	-157,8	-0,8	-360	121	16	37	22	399 840
0	0	-30,4	-15,2	-39,5	-39,6	-15,2	-39,5	-0,2	-92	27	4	14	20	394 853
0	0	-30,4	-30,3	-78,8	-31,3	-30,3	-78,8	-0,9	-185	56	8	21	21	390 592
0	0	-30,4	-44,5	-115,7	-31,3	-44,5	-115,7	-0,9	-269	85	11	28	21	393 304
0	0	-30,4	-60,3	-156,8	-31,1	-60,3	-156,8	-0,7	-361	119	15	36	22	397 212
0	0	-45,3	-15,3	-39,8	-45,7	-15,3	-39,8	-0,4	-92	26	4	14	20	398 794
0	0	-45,3	-30,1	-78,3	-46,2	-30,1	-78,3	-0,9	-184	54	8	21	20	391 829
0	0	-45,3	-44,9	-116,7	-46,2	-44,9	-116,7	-0,9	-273	85	12	28	21	391 811
0	0	-45,3	-60,3	-156,8	-46,1	-60,3	-156,8	-0,8	-365	118	15	36	22	393 153
0	0	-59,8	-15,6	-40,6	-60,4	-15,6	-40,6	-0,6	-92	27	3	14	21	403 488
0	0	-59,8	-30,6	-79,6	-60,7	-30,6	-79,6	-0,9	-185	55	8	22	21	395 710
0	0	-59,8	-45,2	-117,5	-61,0	-45,2	-117,5	-1,2	-272	85	12	29	21	395 433
0	0	-59,8	-59,8	-155,5	-60,7	-59,8	-155,5	-0,9	-365	117	15	37	22	389 697

- TABLEAU II -

COMPARAISON DES DEFORMATIONS CIRCONFERENCEIQUES THEORIQUES ET  
EXPERIMENTALES - A LA DERNIERE HEURE DU REGIME THERMIQUE PERMANENT  
( Gâchée n° 23 ).

CYCLE N°	TEMPERATURES		DEFORMATIONS THERMIQUES TOTALES					DEFORMATIONS DUES AUX CONTRAINTES THERMIQUES					
	T <sub>i</sub>	T <sub>e</sub>	$\epsilon_{\theta}^{(1)}$	$\epsilon_{\theta i}$	$\Delta \epsilon_{\theta e}$	$\epsilon_{\theta i}^{(3)}$	$\epsilon_{\theta e}^{(3)}$	$\epsilon_{\theta i}$	$\epsilon_{\theta e}$	$\epsilon_{\theta i}^{(2)}$	$\epsilon_{\theta e}^{(2)}$	$\Delta \epsilon_{\theta i}$	$\Delta \epsilon_{\theta e}$
1	44,5	22,9	197	232	191	35	-6	-126	90	-63	94	63	4
2	38,0	22,6	171	200	167	29	-4	-85	69	-34	74	51	5
3	46,6	24,5	215	263	218	48	+3	-126	95	-50	108	76	13
4	45,7	24,4	158	184	144	26	-14	-123	90	-63	79	60	-11
5	55,0	28,2	269	322	275	33	6	-153	115	-68	131	85	16
6	65,4	32,3	336	391	341	55	5	-187	144	-101	159	86	15
7	75,7	36,1	403	420	391	17	-12	-225	171	-179	171	46	0
8	75,7	36,3	401	388	370	-13	-31	-244	170	-207	151	17	-20
9	75,1	36,3	400	389	366	-11	-34	-219	169	-201	146	18	-23
10	74,6	36,4	397	389	367	-8	-30	-215	167	-194	148	21	-19

A LA DERNIERE HEURE DU REGIME THERMIQUE TRANSITOIRE

CYCLE N°	TEMPERATURES		DEFORMATIONS THERMIQUES TOTALES					DEFORMATIONS DUES AUX CONTRAINTES THERMIQUES					
	T <sub>i</sub>	T <sub>e</sub>	$\epsilon_{\theta}^{(1)}$	$\epsilon_{\theta i}$	$\epsilon_{\theta e}$	$\epsilon_{\theta i}^{(3)}$	$\epsilon_{\theta e}^{(3)}$	$\epsilon_{\theta i}$	$\epsilon_{\theta e}$	$\epsilon_{\theta i}^{(2)}$	$\epsilon_{\theta e}^{(2)}$	$\Delta \epsilon_{\theta i}$	$\Delta \epsilon_{\theta e}$
1	47	17,8	153	189	134	36	-19	-195	97	-130	85	65	-12
2	45	17,8	143	194	132	51	-11	-183	90	-105	85	78	-8
3	45,1	17,8	143	194	132	51	-11	-183	90	-105	85	78	-5
4	44,2	19,2	102	126	74	24	-28	-164	86	-107	59	57	-27
5	55,7	21,5	206	256	193	50	-13	-223	119	-141	114	82	-5
6	66,2	25	265	313	250	48	-15	-266	146	-187	140	79	-6
7	76,7	28,9	334	362	312	28	-22	-304	174	-247	162	57	-12
8	74,3	29,2	328	329	298	1	-30	-283	167	-252	148	31	-19
9	75	30,3	332	324	309	-2	-23	-286	161	-264	148	22	-13
10	73,9	28,9	322	324	292	2	-30	-283	167	-252	147	31	-20

- (1) Déformation calculée - Par hypothèse  $\epsilon_{\theta i} = \epsilon_{\theta e} = \epsilon_{\theta}$   
(2) Déformations déterminées à partir des mesures avec un coefficient ( $\alpha_j - \alpha_b$ ) =  $2,1 \cdot 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  (entre 15°C et 35°C) et ( $\alpha_j - \alpha_b$ ) =  $3,5 \cdot 10^{-6}$  (entre 35°C et 75°C)  
(3)  $\Delta \epsilon$  = Différence expérience calcul.

(1) ; ce coefficient différentiel est obtenu expérimentalement en faisant varier la température d'un bloc de béton libre de se dilater et sur lequel on a collé plusieurs extensomètres.

Nous avons vérifié que la déformation verticale  $\epsilon_z$

était constante dans l'épaisseur : ceci justifie l'application du code de calcul ELVIS ; les résultats de ce calcul ont été confrontés à ceux de l'expérience et on a ainsi constaté que le modèle répond élastiquement au choc thermique appliqué. La diffusité thermique  $\alpha/\rho C$  ne paraît pas évoluer beaucoup au cours des essais et ceci paraît normal si l'on admet que la diffusité hydrique est beaucoup plus élevée ( Ref: 8). Il est toutefois possible que la précontrainte chasse, par effet d'éponge une certaine quantité d'eau de l'intérieur vers l'extérieur (  $\sigma_i > \sigma_e$  ) ; le gradient thermique peut agir dans le même sens. Le modèle mathématique ne tenant pas compte de ces mouvements d'eau, l'examen du tableau II, donnant les écarts entre calcul et modèle, pourrait mettre en évidence, cette migration d'eau ; on constate, en effet, une stabilisation pour des cycles réalisés à des températures  $T_i$  et  $T_e$  semblables.

Les sept premiers cycles sont réalisés à amplitude croissante tandis que les 3 suivants, identiques au 7e, montrent que l'anneau travaille élastiquement et permettent de penser à une stabilisation de la teneur en eau.

La comparaison des déformations thermiques totales calculées et mesurées est illustrée par la figure 5 ; à la fin du régime établi, l'écart entre les déformations calculées et mesurées est, par défaut, de 3 % en parement interne et de 8 % en parement externe ( Les déformations expérimentales sont plus faibles ).

Le retour à l'état isotherme est très concordant puisque les résultats se superposent.

---

(1)  $\alpha_j$  = coefficient de dilatation de l'extensomètre collé sur béton.

$\alpha_b$  = coefficient de dilatation du béton.

C. Essais de fissuration :

a) Essais de traction à température ambiante :

La contrainte circonférentielle élastique dans l'hypothèse homogène est :

$$= \frac{a^2}{b^2 - a^2} \frac{P_i}{r^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right)$$

Pour les dimensions de l'anneau, on a :  $\begin{cases} a = 4 \\ b = 6 \end{cases}$

Sur la paroi externe :  $\sigma_e = 1,6 P_i$

Sur la paroi interne :  $\sigma_i = 2,6 P_i$

Le comportement élastique du modèle est vérifié par des chargements mécaniques rapides. Les caractéristiques du béton sont calculées par une méthode analogue à celle indiquée en A.

Pour un béton âgé de six mois, le module d'Young est égal à 407 700 bars (écart type : 6 000 bars) tandis que le coefficient de Poisson est de 0,22 (écart type 0,014) pour une contrainte  $\sigma$  de 21 bars.

Pour le même béton, sollicité en compression, on trouvait :

$E = 398\ 000$  bars (écart type = 10 300 bars)

$\nu = 0,21$  pour une variation de contrainte radiale égale à 30 bars et pour une contrainte verticale nulle.

Après ces vérifications, la rupture est recherchée en augmentant linéairement  $P$  en fonction du temps ; cette rupture est brutale et la structure passe sans transition du domaine élastique à la fissuration comme le montre la figure 6;.

Pour notre béton, cette rupture est observée pour une contrainte de Lamé, obtenue par lecture de l'enregistreur manométrique, égale à 40 bars environ. L'essai permet, à partir des mesures de déformations et de la détermination précédente de calculer cette valeur ; le résultat est bien : 40 bars. (1)

---

(1)  $\sigma = E_e = 400\ 000 \text{ bars} \times 1,10^{-4}$

b) Essais de fissuration en température :

La fissuration des modèles ne pouvant être obtenue en augmentant le gradient thermique (  $T_i = 75^{\circ} \text{C}$  ), elle a été recherchée en diminuant la précontrainte : seule la divergence des résultats calculés et mesurés, a permis de détecter des microfissures verticales. Les déformations mesurées en parment externe n'ont pu être exploitées pour déduire avec précision l'expression  $E \cdot \epsilon / (1 - \nu)$  ; elles ont néanmoins fourni une valeur approchée de la résistance à la traction, dans les conditions de l'essai thermique, que l'on peut estimer, avec prudence, comprise entre 60 et 90 bars.

S'il y a réellement migration de l'eau, on peut penser que ce phénomène, qui a pour effet de rétracter les fibres internes et de gonfler les fibres extérieures, contrarie la fissuration.

Une fois encore, l'effet d'éponge, qui implique une liaison entre le champ thermique et les contraintes mécaniques pour le problème de la migration de l'eau, a pu jouer.

Les prélèvements effectués après l'essai paraissent confirmer cette hypothèse : trois jours après la fin de l'essai thermique, des prélèvements de béton sont effectués dans la structure même de l'anneau pour analyser le taux d'humidité du modèle ; l'analyse de six échantillons ainsi prélevés, a donné les résultats suivants :

- paroi intérieure : 4 % d'eau résiduelle ( rapporté au poids de béton sec )
- paroi extérieure : 4,8 % d'eau résiduelle
- centre de la paroi : 4 % d'eau résiduelle

Bien entendu, des vérifications expérimentales relatives à ce phénomène vont être entreprises, ainsi que des essais complémentaires sur le comportement en traction du béton.

D. DEFORMATIONS LENTES SOUS CHARGES A TEMPERATURE AMBIANTE :

1° Essais effectués :

Deux expériences, portant sur deux anneaux de même composition, enduits de curing dès leur démoulage et conservés dans un local à  $20^{\circ} \text{C}$  et à hygrométrie relative voisine de 70 %, ont été effectuées.

1<sup>er</sup> essai :

L'âge du béton à la mise en charge, était de 14 mois. L'essai a duré 75 jours. La régulation des charges, n'ayant pas fonctionné comme nous l'espérions, celles-ci ont fluctué légèrement ( ± 10 % des charges ) autour des valeurs moyennes suivantes :

- . 60 bars pour la contrainte axiale uniforme
- . 40 bars pour la contrainte radiale extérieure.

2<sup>ème</sup> essai :

L'âge du béton à la mise en charge, était de 6 mois. L'essai a duré 50 jours. La régulation ayant parfaitement fonctionné pour ce deuxième essai, les sollicitations peuvent être considérées comme constantes et identiques à celles du premier essai.

Les valeurs indiquées pour les déformations sont des valeurs moyennes portant sur 10 valeurs en ce qui concerne la paroi interne ( écart type de l'ordre de  $15 \cdot 10^{-6}$  ) et sur 16 valeurs pour la paroi externe (écart type de l'ordre de  $15 \cdot 10^{-6}$  ).

2° Comparaison avec les calculs :

Le code ELVIS, décrit plus haut, permet également l'étude de l'évolution des déformations lentes sous charges pour une structure annulaire ; dans l'utilisation que nous en avons faite ici, ELVIS se place dans l'hypothèse de visco-élasticité linéaire ( mais cela n'est pas restrictif ) et permet l'utilisation de divers modèles rhéologiques.

Pour expliquer quantitativement nos résultats expérimentaux, nous avons introduit dans le code, deux modèles rhéologiques différents :

a) La première comparaison expérience-calcul est obtenue à partir d'un modèle rhéologique dont la réponse à une sollicitation suit la loi de Caquot :

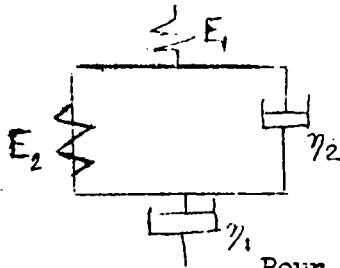
$$(3) \quad \frac{\epsilon(t)}{\epsilon(\infty)} = 100 (1 - 10^{-0,01 \sqrt{t}})$$



où  $\epsilon(t)$  désigne la déformation lente sous charge, à l'instant  $t$ , les coefficients numériques étant valables pour  $t$  exprimé en jours. En admettant l'existence d'un coefficient de réduction de  $2/3$  et en prenant  $0,5$  pour valeur du coefficient de Poisson pour la déformation visqueuse, nous observons un bon accord avec les résultats expérimentaux comme le montrent les figures 7 et 8.

b) Pour chaque essai effectué sur l'anneau, nous avons mené simultanément un essai uniaxial sur éprouvette  $7 \times 7 \times 28$  cm chargée à 150 bars ; l'éprouvette a été coulée en même temps que l'anneau et conservée dans les mêmes conditions. (1)

Ces essais uniaxiaux permettent de déterminer les valeurs des paramètres  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $n_2$ ,  $n_3$  du modèle rhéologique ci-dessous :



Les figures 9 et 10 montrent les résultats des deux essais uniaxiaux ainsi que les déformations des modèles choisis pour le calcul de l'anneau.

Pour éliminer l'influence des instruments de mesure (constatée par les essais de module instantanée : cf. IV. A.), nous effectuons les mesures sur éprouvettes à l'aide de jauges identiques à celles utilisées sur les anneaux.

Le passage de l'essai monoaxial à l'essai mené sur l'anneau nécessite la connaissance du coefficient de Poisson et de son évolution pendant la durée de l'essai ; nos expériences sur ce sujet n'étant pas suffisamment avancées, nous avons fait varier dans les calculs, le coefficient de Poisson ; les variations de ce paramètre ne suffisent pas à expliquer les différences calculs-expérience ; par contre, si nous admettons l'existence d'un coefficient d'échelle de l'ordre de  $2/3$  et si nous prenons  $0,5$  comme coefficient de Poisson visqueux, nous observons une concordance très acceptable avec les résultats expérimentaux comme le montrent les figures 8 et 9.

---

(1) Teneur en eau après essai : 4 % dans l'anneau.

Teneur en eau après essai : 3,4 % dans l'éprouvette correspondante.

Nous avons vu, par ailleurs, que les résultats étaient peu sensibles à la variation du coefficient de Poisson.

### 3° Interprétation de ces résultats :

Les deux comparaisons que nous venons de décrire, montrent qu'il est possible de prévoir, avec une précision suffisante, l'évolution des déformations superficielles de l'anneau étudié.

L'existence d'un coefficient d'échelle permettant de passer de l'éprouvette 7 x 7 x 28 cm à l'anneau, dans la deuxième comparaison, peut être due à différentes causes, parmi lesquelles on peut avancer :

- a) Les éprouvettes et l'anneau ne sont pas vibrés de façon identique lors de la coulée ; de plus, la prise du béton ne se fait pas de la même façon dans une éprouvette de dimensions réduites et dans l'anneau. Ces deux facteurs semblent jouer un rôle important : pour le premier essai effectué sur l'anneau, le module d'Young moyen, mesuré sur les éprouvettes 7 x 7 x 28 cm, coulées simultanément, était de 316 000 bars (écart type = 10300 bars), tandis que le module moyen mesuré sur des éprouvettes, prélevées par découpage dans l'anneau en fin d'essai, était de 363 000 bars (écart type = 4 100 bars).
- b) L'évolution des déformations représente la superposition de fluage et du retrait ; beaucoup d'auteurs et notamment TROXELL, RAPHAEL et DAVIES (Ref. 9) ont observé que les déformations lentes sous charges décroissent quand les dimensions augmentent et que l'écart se fait essentiellement dès le début du chargement. Ceci peut s'expliquer par le rapport  $S/V$  qui diminue quand les dimensions augmentent ; remarquons cependant, que ce phénomène est atténué, dans nos expériences, par la présence du curing.
- c) L'exploitation du code ELVIS que nous avons faite

suppose le fluage linéaire en fonction de la contrainte ; nous avons voulu ainsi, préciser les écarts expérimentaux vis à vis de cette hypothèse.

Mais, pour le béton étudié, nous n'avons pas encore établi la relation entre le fluage à un instant donné et la charge ; admettre la non-linéarité du fluage entraînerait une redistribution de contraintes qui affecterait les résultats calculés. Nous pensons pouvoir effectuer cette étude très prochainement.

d) Comme il y a dans l'anneau, un fort gradient de contrainte et que la prise du béton dans l'anneau et dans les éprouvettes a pu se faire différemment, il est probable que le profil de la teneur en eau n'est pas le même dans les deux échantillons.

Selon POWERS, (Ref. 6) ceci est de nature à affecter de façon sensible le taux de fluage.

En ce qui concerne la première comparaison expérience-calcul qui utilise un modèle déduit de la loi de Caquot, le coefficient de réduction, également de  $2/3$ , n'est pas de même nature et peut s'expliquer par l'indétermination qui pèse sur  $\epsilon(\infty)$  du fait que nous ne disposons pas de résultats d'essais de fluage à long terme du béton utilisé.

Nos préoccupations actuelles sont de déterminer l'incidence de différents paramètres sur la valeur du "coefficient d'échelle" Ceci conditionne l'extrapolation des résultats de laboratoire aux structures . Nous allons examiner en particulier :

- l'effet de la conservation des éprouvettes en nous assurant d'un conditionnement plus rigoureux de leur teneur en eau.

- la réponse d'un anneau sollicité uniaxialement (variation du coefficient de Poisson).

Bien entendu, il faut aussi examiner le comportement de bétons nettement différents de celui que nous avons utilisé.

## V. CONCLUSIONS

---

Au point d'avancement actuel de l'étude, nous pouvons dire que nous savons déterminer, par comparaison avec les lectures des thermomètres et des extensomètres, les paramètres thermiques et élastiques du béton sous une mise en charge thermique ou mécanique rapide.

D'autre part, dans le cas d'un chargement d'une durée de deux mois environ, l'emploi d'un modèle visco-élastique linéaire apparaît satisfaisant. Cependant, les coefficients de ce modèle semblent assez difficiles à déterminer et il existe une différence marquée entre les coefficients visco-élastiques observables sur une éprouvette de petites dimensions et ceux nécessaires pour rendre compte du comportement de l'anneau.

L'analyse minutieuse des facteurs de cet "effet d'échelle" est en cours.

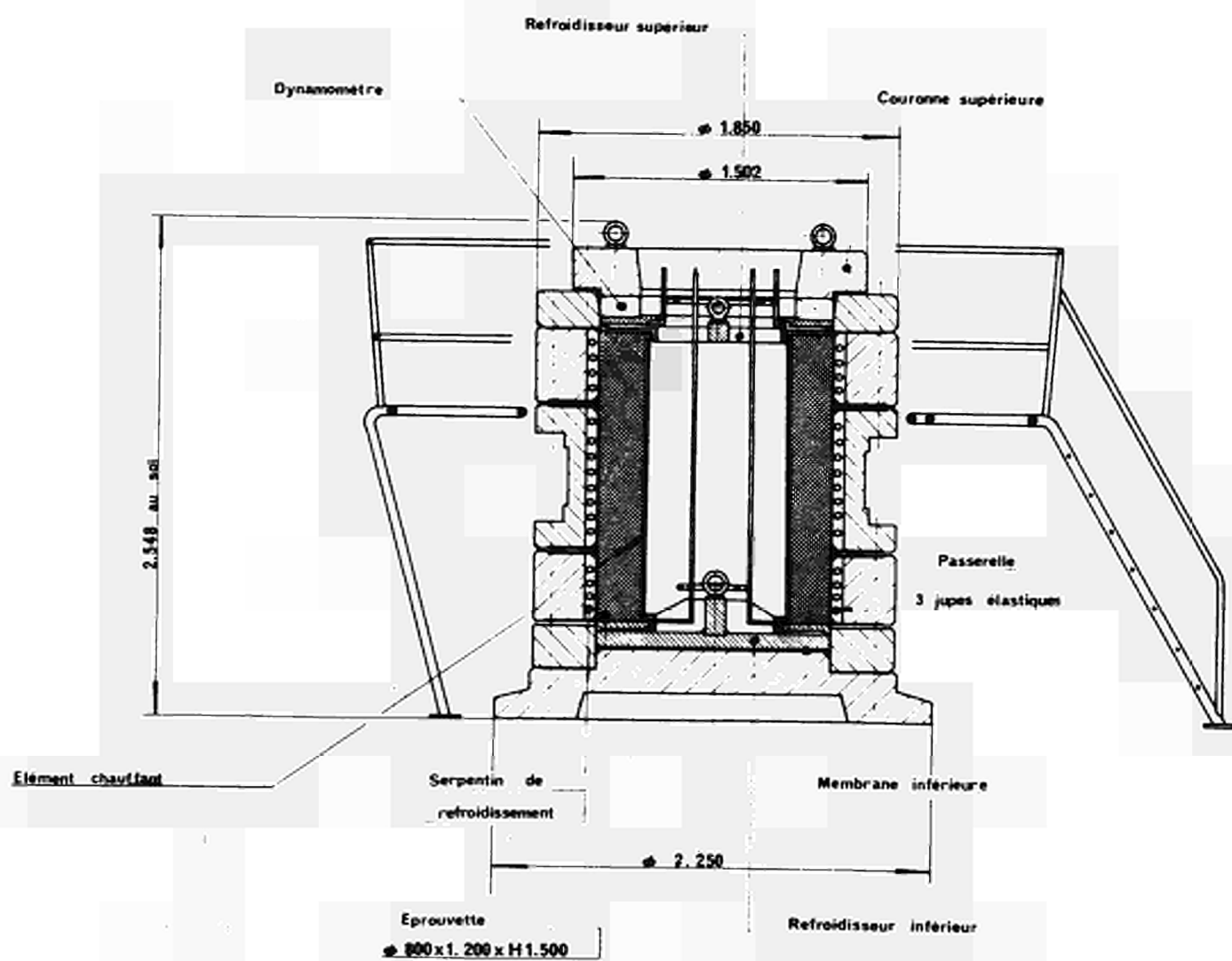
Enfin, il semble que nous ayons observé un effet qui serait interprétable par la remarque de POWERS (Référence 6) et de SLATE et MEYERS (Référence 7) ; le fait que l'éprouvette que nous étudions soit isolée, quoique d'ailleurs assez imparfaitement, montre l'importance des mouvements d'eau dans l'éprouvette vis à vis des échanges hydriques aux parois ; ceci corrobore une remarque de l'HERMITE (Référence 5) et contribue à expliquer cet effet d'échelle.

# NOTATIONS

$\alpha$	: coefficient superficiel d'échange thermique
$\alpha$	: coefficient de dilatabilité thermique
$C$	: chaleur spécifique volumique
$\epsilon$	: déformation
$\epsilon^h$	: déformation hydrostatique
$\epsilon^d$	: déformation déviatorique
$\rho$	: masse spécifique
$\lambda$	: conductivité thermique
$G$	: module déviatorique
$k$	: module de compressibilité
$r$	: variable de description spatiale (distance à l'axe de révolution ).
$\sigma_r$	: composante radiale du tenseur contrainte
$\sigma_\theta$	: composante tangentielle du tenseur contrainte
$\sigma_z$	: composante axiale du tenseur contrainte
$\tau$	: composante de cisaillement $(r, \theta)$
$t$	: temps
$T$	: température
$T_e$	: température extérieure à l'anneau
$T_i$	: température superficielle interne de l'anneau
$Z$	: variable de description spatiale (distance comptée le long de l'axe de révolution )
$r_i$	: rayon intérieur de l'anneau
$r_e$	: rayon extérieur de l'anneau
$E$	: module d'Young
$\nu$	: coefficient de Poisson

REF. BIBLIOGRAPHIQUE

- (1) BENJAMIN BOISSERIE LIDA : Détermination du champ des contraintes  
dans le réacteur de Bugey I - Bulletin  
de la Direction des Etudes et Recherches  
Série A. N° 3. 1967.
  
- (2) EIRICH : Rhéology - Academic Press.
  
- (3) LEE : Stress analysis in visco-elastic Bodies  
Quart. Applied Mechanics.
  
- (4) SLATE MEYERS : Some physical processus involved in creep  
of concrete  
Southampton Rilem Conference 1969.
  
- (5) L'HERMITE : Volume change of Concrete (1960)  
Proc Intern Symp Chem Cements  
National Bureau of Standards Monograph 43
- (6) POWERS PC. : Mechanism of shrinkage and reversible  
creep of hardened cement paste  
Inter. Conf. Struct. Concrete Imperial  
College London.
  
- (7) SLATE MEYERS : Deformation of plain concrete  
Proc Intern Symp Chem Cements Stes  
(1968).
  
- (8) R. D. BROWNE : "Properties of concrete in reactor ves-  
sels"  
Conf. on P.C.P.V. Londres - Mars 1967.
  
- (9) TROXELL RAPHAEL DAVIES : "Longtime creep and shrinkage tests of  
plain and reinforced concrete".  
AM. Soc. Test. Material Proc. 58 - 1101 -  
1112 - ( 1958 ).

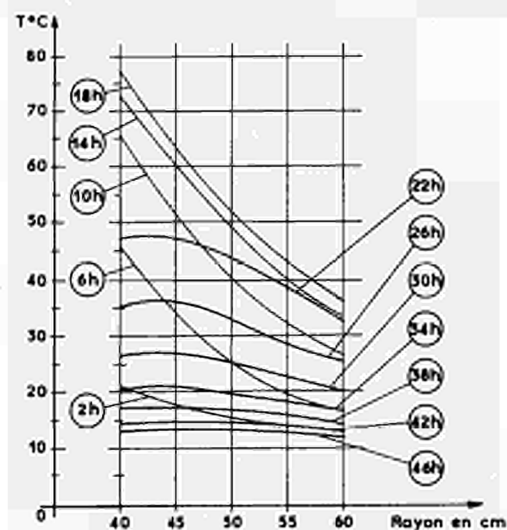
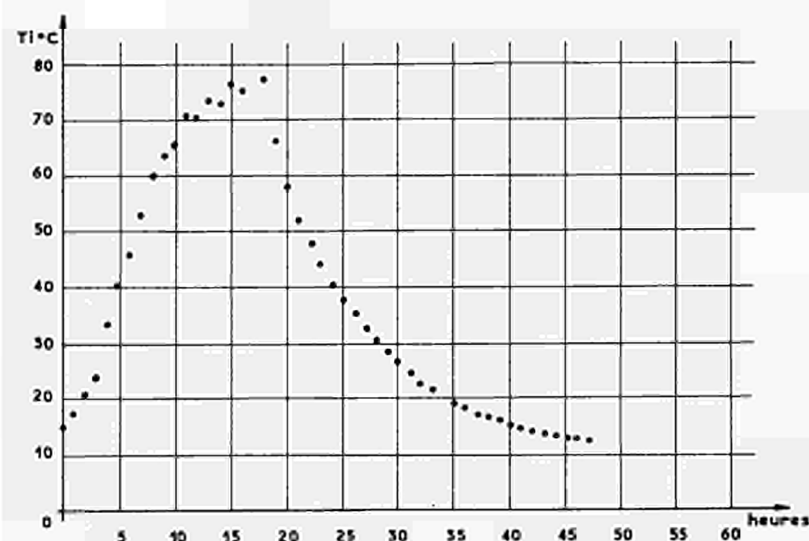


EVOLUTION DU PROFIL THERMIQUE  
DANS LE TEMPS

CYCLE : 9

GACHEE n° 22

fig. 2

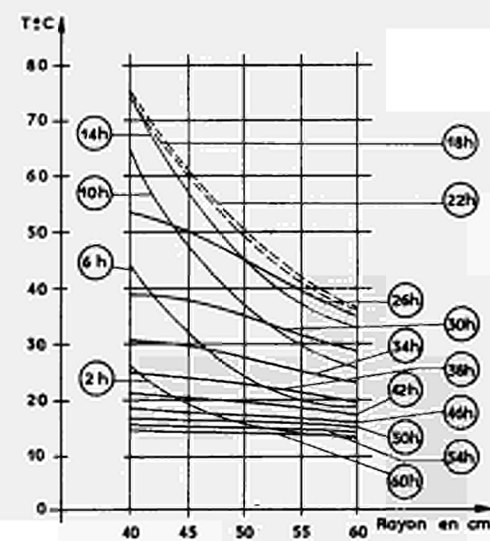
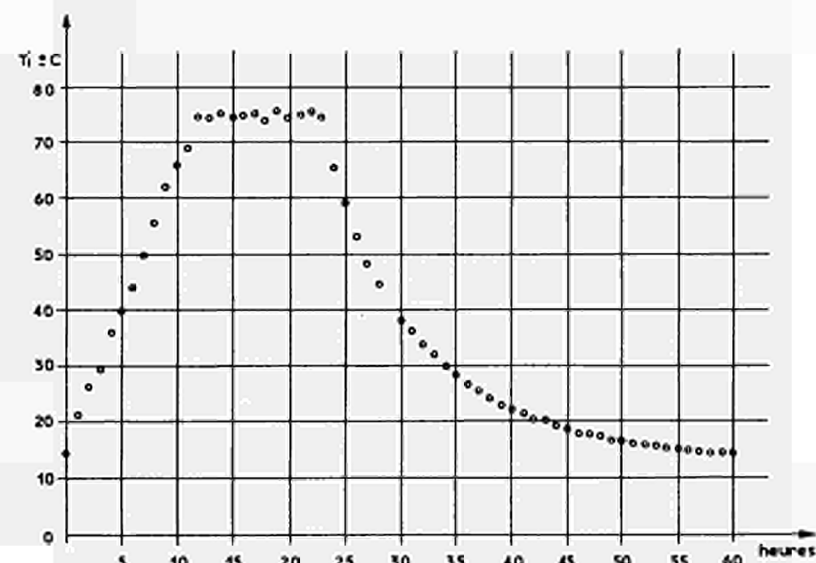


EVOLUTION DU PROFIL THERMIQUE  
DANS LE TEMPS

CYCLE : 9

GACHEE n° 23

fig. 3



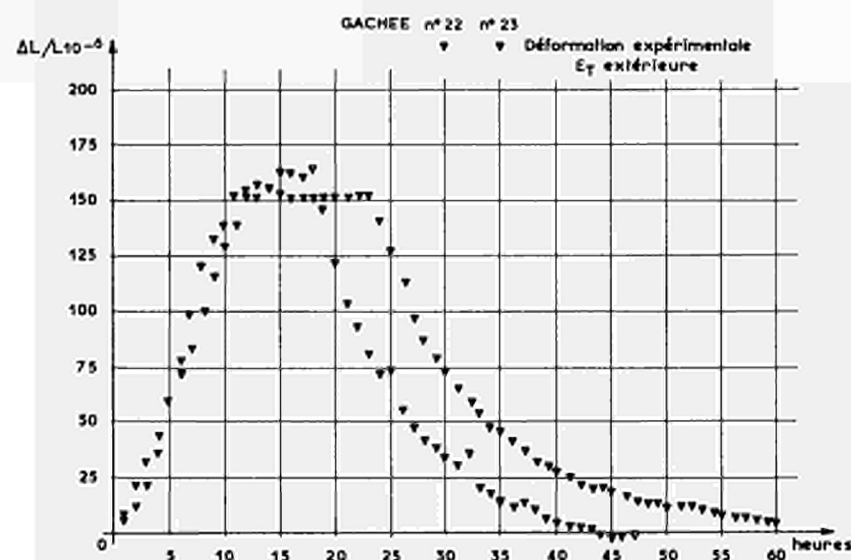
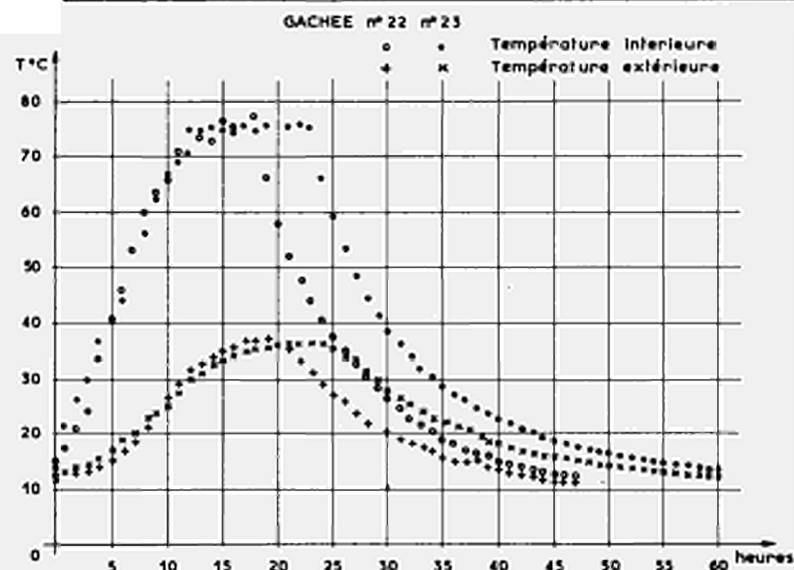


COMPARAISON DES DEFORMATIONS EXPERIMENTALES  
DUES AUX CONTRAINTES THERMIQUES

fig. 4

CYCLE : 9

GACHEE n° 22 ET n° 23

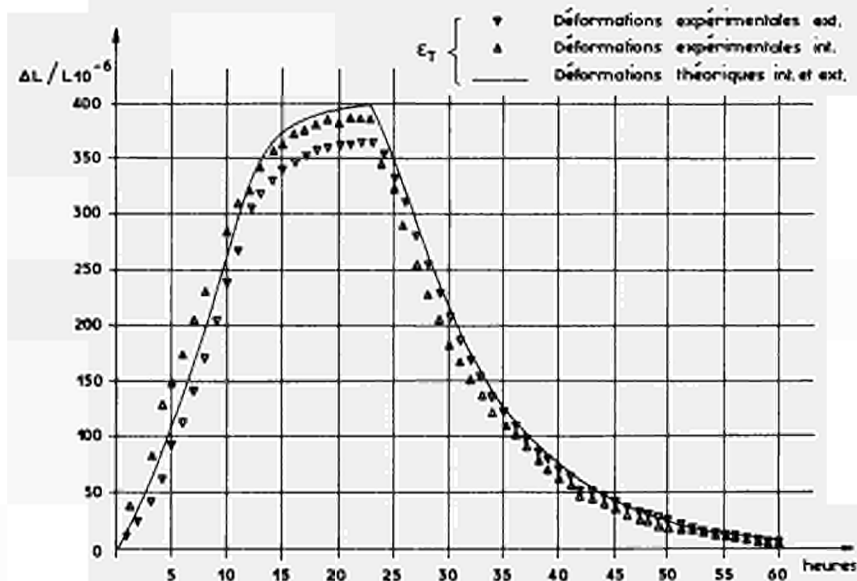
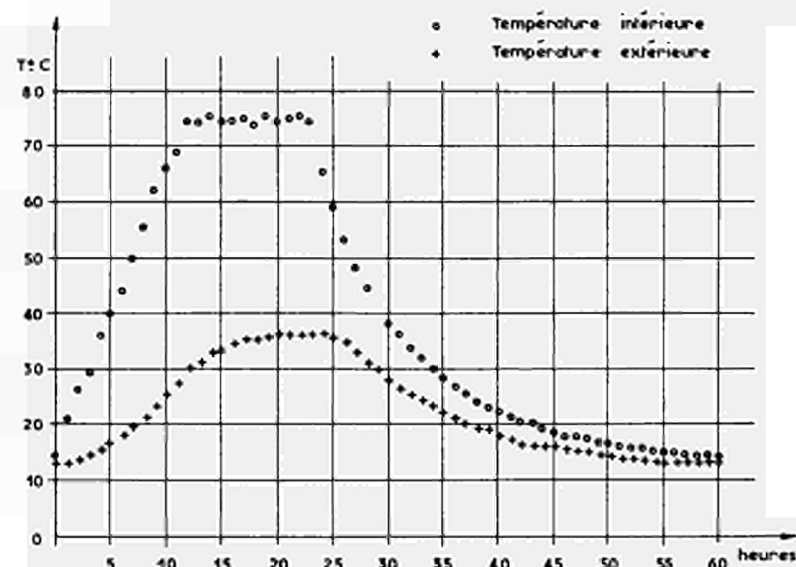


COMPARAISON DES RESULTATS  
DEFORMATIONS THERMIQUES TOTALES

fig. 5

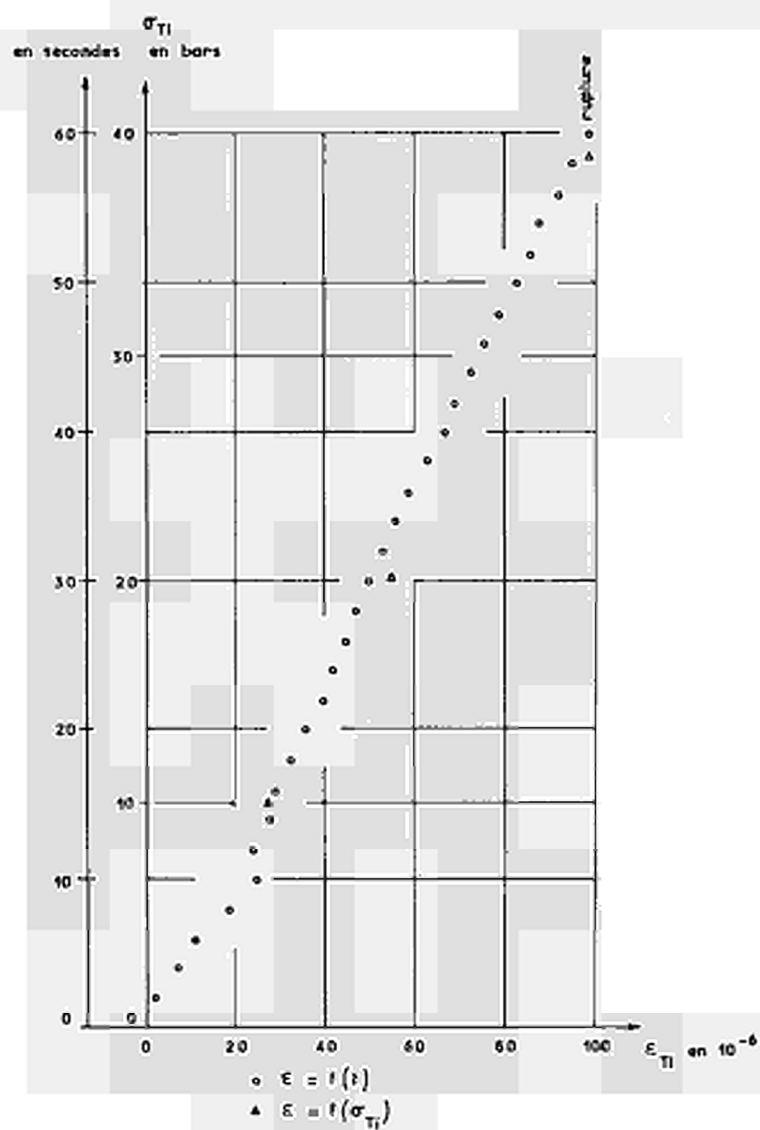
CYCLE : 9

GACHEE n° 23



ESSAI DE TRACTION  
GACHEE n° 53

fig. 6



o Expérimentales

— Modèle 1

- - - - - Modèle 2

Modèle 1 : modèle rhéologique correspondant à une loi de fluage de Mr. Caquot.

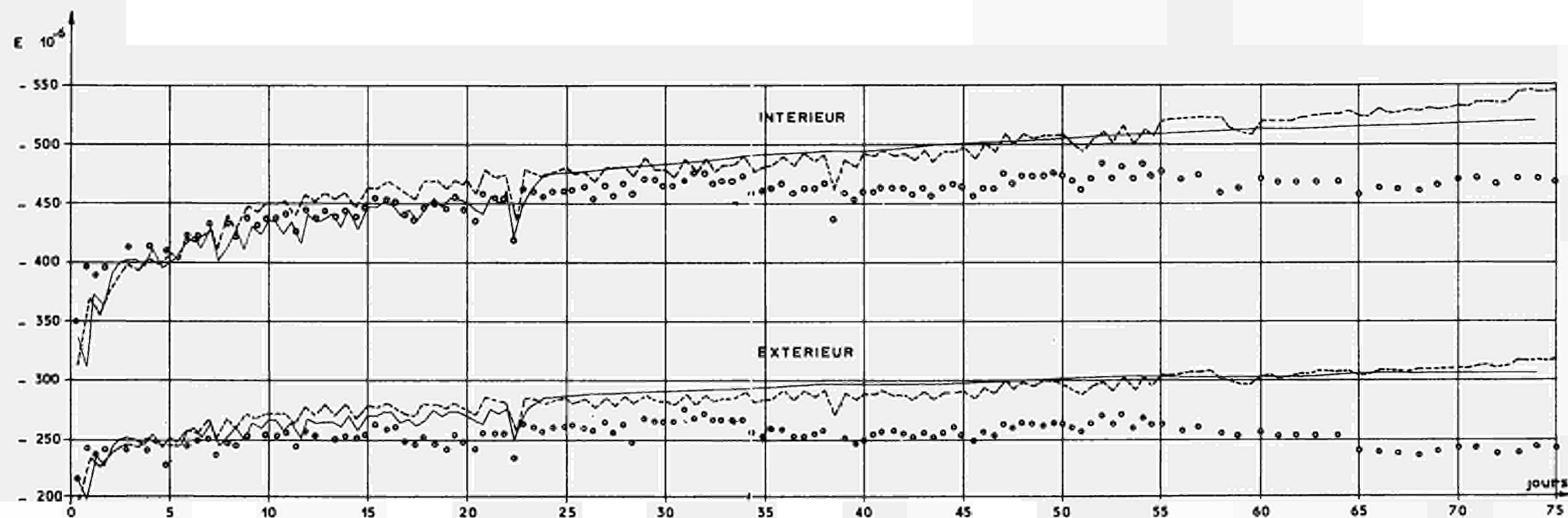
Modèle 2 : modèle rhéologique correspondant à une loi de fluage déduite d'un essai uni-axial

MODULE D'YOUNG  $E = 3,8 \cdot 10^6 \text{ t/m}^2$

COEFFICIENT DE POISSON  $\nu = 0,18$

PRESSION RADIALE EXTERIEURE MOYENNE  $402 \text{ t/m}^2$

PRESSION AXIALE MOYENNE 410 tonnes



FLUAGE A TEMPERATURE AMBIANTE  
DEFORMATIONS TANGENTIELLES COULEE 54

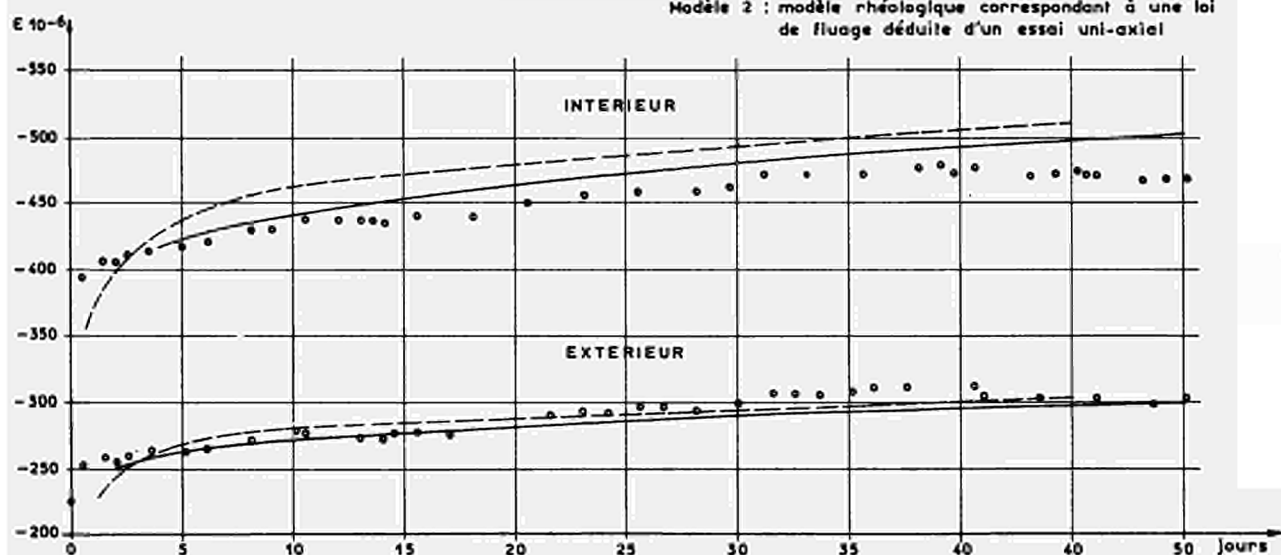
fig. 8

MODULE D'YOUNG  $E = 3,8 \cdot 10^6 \text{ kg/m}^2$   
COEFFICIENT DE POISSON  $\nu = 0,18$   
PRESSION RADIALE EXTERIEURE  $400 \text{ kg/m}^2$   
FORCE AXIALE  $384,5 \text{ t}$

- o Expérimentales  
— Modèle 1  
--- Modèle 2

Modèle 1 : modèle rhéologique correspondant à une loi de fluage de Mr. Caquot.

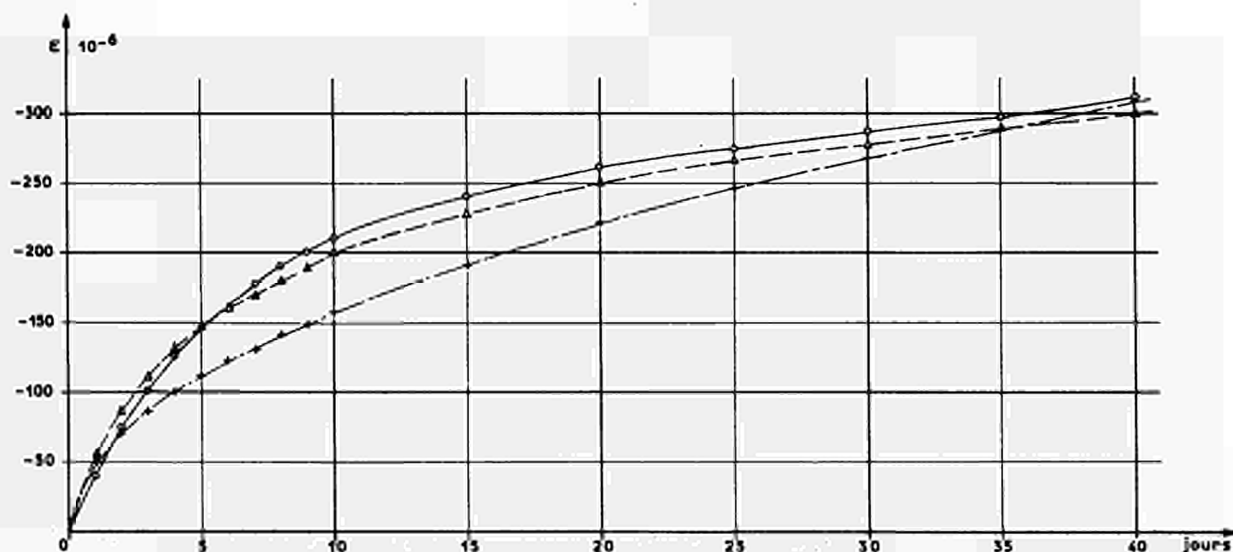
Modèle 2 : modèle rhéologique correspondant à une loi de fluage déduite d'un essai uni-axial



FLUAGE MONOAXIAL  
A TEMPERATURE AMBIANTE  
CHARGE  $= 1530 \text{ kg/m}^2$  GACHEE n° 27

fig. 9

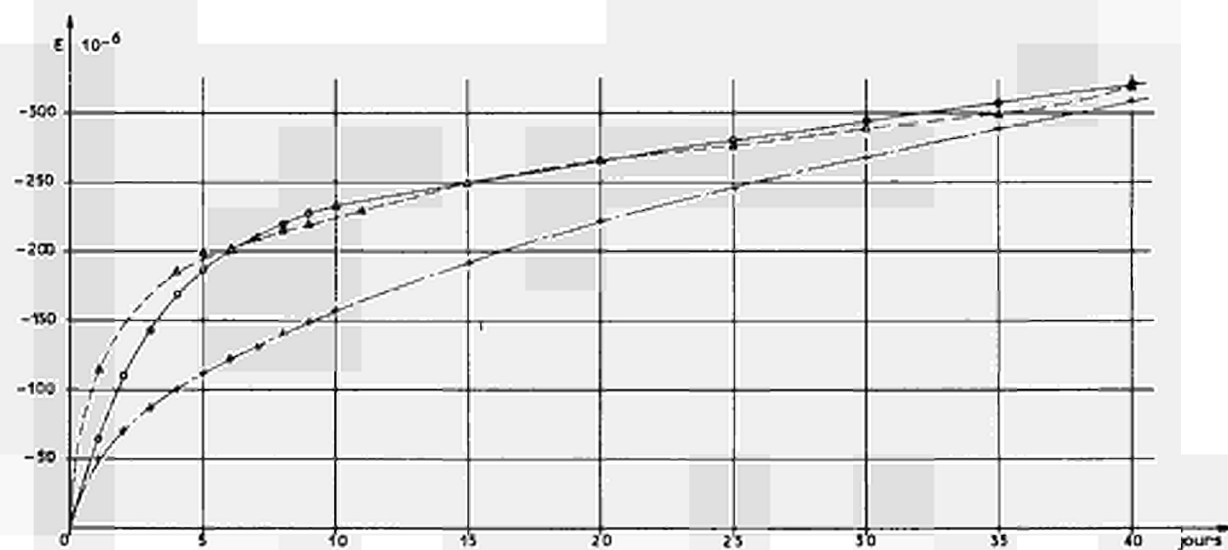
- △ ——— E expérimentale  
o ———  $E_{10^{-6}} = 210,57 (1 - e^{-0,1923 t}) + 2,29 t$   
+ ———  $E_{10^{-6}} = 5056 (1 - e^{-0,01 VT})$



FLUAGE MONOAXIAL  
A TEMPERATURE AMBIANTE  
CHARGE = 1530  $\text{N/m}^2$  GACHEE n° 54

fig. 10

- $\Delta$  -----  $\epsilon$  expérimentale  
 $\circ$  -----  $\epsilon_{10^{-6}} = 212,5 (1 - e^{-0,3349t}) + 2,69t$   
 $\bullet$  -----  $\epsilon_{10^{-6}} = 5,056 (1 - e^{-0,0147t})$



DETERMINATION DU MODULE DE RIGIDITE THERMIQUE  $E_d \alpha$   
D'UN BETON CALORIFUGE SOUMIS A DES SOLLICITATIONS  
THERMIQUES

F. DUBOIS

Commissariat à l'Energie Atomique - Saclay

G. NOEL

Centre d'Etudes et de Recherches du Bâtiment  
et des Travaux Publics

N° 10

### PREAMBULE

Les bétons d'argile expansée, présentent la particularité de posséder de remarquables qualités d'isolation thermique, il n'est donc pas exclu que ce matériau trouve une application pratique comme écran thermique dans les caissons de réacteur nucléaire.

Le but de l'étude, dont nous allons parler maintenant n'est pas de faire une recherche systématique sur les qualités des bétons d'argile expansée\*, mais d'observer le comportement de ce béton, de composition bien définie, soumis à une sollicitation thermique relativement élevée.

Cette étude rentrant dans le cadre d'une application de ce matériau comme calorifuge dans un caisson de réacteur nucléaire, le Commissariat à l'Energie Atomique a confié au Centre Expérimental d'Etudes et de Recherches du Bâtiment et des Travaux Publics, la conduite des essais.

### DEFINITION DES ELEMENTS D'ESSAI

Afin de recréer au maximum les conditions réelles d'utilisation, les éléments ont été représentés par des poutres ayant les caractéristiques dimensionnelles suivantes : (Voir schéma N° 1).

Longueur : 3,15 m

Largeur : 0,60 m

Epaisseur : 0,30 m dans la partie courante  
0,40 m dans les embouts

Ces poutres ne constituent pas, à proprement parler des modèles réduits mais des structures d'un ordre de grandeur relativement voisin des éléments isolants réels. Elles ont été soumises, sur leur face supérieure, à une température maximale de 400° centigrade, et elles ont été refroidies sur leur face inférieure par une circulation d'air.

\* Voir Communication "Nouveaux types de bétons calorifuges pour réacteurs nucléaires".

### CONDITIONS D'ESSAIS DES POUTRES

Le processus d'essai choisi, se justifie par l'examen du comportement d'un élément réel (schéma N° 2).

Sous l'action d'un échauffement portant la face interne à une température de  $400^{\circ}$ , la forme de l'élément devient celle représentée en A sur le schéma, la face interne s'allongeant plus que la face externe.

Sous l'action de la pression due au fluide caloporteur, la poutre qui constitue l'élément est soumise à une charge uniformément répartie. Le rayon de courbure mécanique qui apparaît est variable, puisque proportionnel au moment. Il est nul aux appuis A et B, et maximal au centre.

Ce premier schéma de déformation s'arrête quand le centre C touche la face interne du caisson. La distance  $C_1 C_2$  est en réalité de l'ordre de quelques millimètres.

Un schéma identique se reproduit pour les positions AC et CB représentées en B sur la figure, mais sensiblement différemment puisque ces portions seront encastrées en C.

Ces schémas de déformation se reproduisent ainsi jusqu'à ce que l'élément épouse à nouveau la forme du caisson, sur toute sa longueur.



# METHODE DE CALCUL

Le calcul suivant permet d'assimiler la sollicitation mécanique de l'élément considéré à la sollicitation de contraintes thermiques, subie par un cylindre à section circulaire, entier, de même rayon intérieur et extérieur.

Si nous considérons  $\theta_c$  la température de la face interne du calorifuge, et  $\theta_f$  la température de la face externe, en contact avec la peau d'étanchéité, la variation du rayon de courbure (qui tend à amener l'élément vers l'intérieur) a pour valeur :

$$\Delta\left(-\frac{1}{R}\right) = \alpha (\theta_c - \theta_f) \times \frac{1}{h} \quad (1)$$

dans laquelle :

$\alpha$  : coefficient de dilatation thermique du béton

$h$  : épaisseur de l'élément

L'annulation mécanique de cette variation du rayon de courbure, par la présence du fluide caloporteur se traduit par un moment fléchissant  $M$ , constant dans toutes les sections de l'élément, tel que :

$$-\frac{M}{E.I.} = \Delta\left(-\frac{1}{R}\right) = \alpha (\theta_c - \theta_f) \times \frac{1}{h} \quad (2)$$

Les valeurs maximales des contraintes correspondantes s'expriment par :

$$\sigma_m = -\frac{M \cdot h}{2 \cdot I} = -\frac{E \cdot \alpha \cdot h}{2} (\theta_c - \theta_f) \times \frac{1}{h}$$

$$\sigma_m = -\frac{E \cdot \alpha (\theta_c - \theta_f)}{2} \quad (3)$$

qui est l'expression simplifiée, au coefficient de Poisson et au coefficient de forme  $m$  près, de la contrainte thermique maximale subie par un cylindre sous une différence de température  $\theta_c - \theta_f = (\Delta\theta)$ .

$$\sigma_m \doteq \frac{E \cdot \alpha (\theta_c - \theta_f)}{2 (1 - \nu)} \cdot \left(1 - \frac{m}{3}\right) \quad (4)$$

dans le cas présent :

$$m = \frac{R_e - R_i}{R_i} = \frac{0,4}{10} = 0,04 \text{ est négligeable, et le}$$

coefficient de Poisson  $\nu$  n'intervient pas du fait qu'il s'agit d'une poutre.

#### PROGRAMME DE MESURES

Le programme de mesures a donc été le suivant :

- 1° - Mesure de la courbure libre prise par la poutre d'essai, afin de suivre l'évolution du coefficient de dilatation thermique du béton d'argile expansée en fonction de l'élévation de la température sur l'une de ses faces (schéma N° 3). Le calcul de  $\alpha$  a été effectué en partant de la formule (1).
- 2° - Mesure des températures sur les faces froide et chaude et également à l'intérieur du béton afin de tracer la répartition de la température dans toute la section de la poutre.

3° - Détermination de l'évolution du module de rigidité thermique du béton d'argile expansée, et de l'évolution des fissures en fonction de l'élévation de la température. Les valeurs du module de rigidité thermique s'obtiennent en tenant compte des relations qui suivent.

Nous avons vu plus haut que l'expression de la courbure est égale à :

$$\frac{1}{R} = \alpha \cdot (\theta_c - \theta_f) \cdot \frac{1}{h} \quad (1)$$

En appliquant à cette dalle, sans modifier sa sollicitation thermique, un moment fléchissant constant = P . a (voir schéma N° 4) on peut créer une déformation égale et opposée à l'effet thermique, annulant la courbure de la dalle.

L'expression de la courbure mécanique est liée au moment fléchissant par :

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{E.I} \quad (2)$$

L'égalité des expressions (1) et (2) prises en valeur absolue conduit à la relation :

$$\alpha \cdot (\theta_c - \theta_f) \cdot \frac{1}{h} = \frac{M}{E.I}$$

$$\text{d'où : } E = \frac{M \cdot h}{\alpha \cdot (\theta_c - \theta_f) \cdot I}$$

$$\text{ou : } E \cdot \alpha = \frac{M \cdot h}{(\theta_c - \theta_f) \cdot I}$$

Le produit  $E_d \cdot \alpha$  intervient directement dans le calcul des contraintes thermiques fournies par la thermoélasticité, il est donc inutile de les dissocier. Nous appelons ce produit, module de rigidité thermique qui s'exprime en  $\text{kg.cm}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ . Dans cette étude sa variation a été particulièrement contrôlée.

### SOLlicitATIONS THERMIQUES

Les sollicitations thermiques ont été évidemment progressives, mais la température maximale sur la face chaude de la poutre a atteint 400 degrés centigrade.

A chaque palier de température et après l'établissement d'un régime de température permanent, la valeur de la courbure a été mesurée.

Précisons à nouveau que dans la première partie du programme la poutre est libre de se dilater. (Revoir schéma N° 3).

### PRESENTATION DE LA MACHINE D'ESSAI A CHAUD

La machine d'essai, sur laquelle a été exécutée toute cette étude, réalise ou non, suivant la sollicitation envisagée, un moment constant sur une poutre reposant sur deux appuis simples (Photo N° 1).

Le moment constant est réalisé sur la poutre par l'intermédiaire de 4 vérins hydrauliques d'alimentation. Chaque vérin peut développer 7 tonnes pour une pression de 40 bars. Ces vérins sont alimentés en parallèle par un groupe électro-pompe à débit constant. Ce groupe est commandé automatiquement par une électro-vanne à 4 voies. Dans le circuit sont insérées des soupapes de sécurité qui permettent, en cas de surpression intempestive, la chute de pression automatique dans les chambres de pression des vérins.

La partie fondamentale du dispositif d'essai est constituée par le réglage automatique du circuit de commande hydraulique. Le but de cette régulation est le maintien constant sous courbure nulle de la zone de la poutre soumise à un moment fléchissant constant. La mesure de la courbure est effectuée au moyen d'un curvimètre dont l'élément de mesure est un capteur de déplacement potentiométrique. Ce capteur est monté dans un pont, dont le déséquilibre agit sur un système de relais qui commande les électros vannes des vérins. La pression développée par les vérins, pour annuler la courbure de la dalle, s'inscrit sur un manomètre piqué sur le circuit hydraulique.

Les appuis de la dalle se présentent de la façon suivante :

Un des appuis est mobile, et tourne sur un axe monté sur roulement à billes. L'autre appui est fixe mais il est conçu de façon à permettre toute rotation de l'extrémité de la dalle. Avec ces types d'appuis, la dalle est libre de se dilater longitudinalement et est rigoureusement articulée à ses extrémités.

Le dispositif de chauffage est constitué par des éléments de résistance, entoilés dans un tissu d'amiante. Le dispositif couvre toute la longueur de la poutre. La poutre est également calorifugée sur toute la longueur de la face supérieure et sur ses côtés.

#### VENTILATION

La face inférieure est refroidie par ventilation. La gaine de ventilation est fermée à sa partie inférieure par une plaque de plexiglas de 10 mm d'épaisseur. Cette plaque transparente permet l'observation de la fissuration de la face inférieure de la poutre. La ventilation est assurée par un groupe classique avec volets de réglage automatique.

BETON D'ARGILE EXPANSEEEETUDIE

Plusieurs poutres en argile expansée ont été étudiées. Leurs caractéristiques physiques et mécaniques sont les suivantes :

Caractéristiques dimensionnelles (Voir schéma N° 1)

Longueur : 3,15 m  
Largeur : 0,60 m  
Epaisseur : 0,30 m dans la partie courante  
                  0,40 m dans les embouts

Composition du béton pour 1 m<sup>3</sup>

Argile expansée 10 à 20 : 190 kg  
Argile expansée 3 à 10 : 230 kg  
Argile expansée 0,3 à 3 : 280 kg  
Vilmolithe : 60 kg  
Ciment Lafarge fondu : 460 kg  
Eau : 160 l

Les poutres ont été légèrement armées comme l'indique le schéma N° 5, et elles ont été équipées avec des thermocouples dont la disposition est précisée sur le schéma N° 6.

Caractéristiques mécaniques à 28 jours

Compression	- 263 bars	Le signe + signifie traction
sur	- 280 bars	
cubes	- 295 bars	
<hr/>		
Traction	+ 21 bars	Le signe - signifie compression
essai	+ 21 bars	
Brésilien	+ 21 bars	
<hr/>		
Traction	+ 35 bars	
essai de flexion	+ 35 bars	
sur prismes	+ 35 bars	

Module élastique moyen à 60 jours : 131 000 bars

Coefficient de Poisson  $\nu$  : 0,18

Le retrait a été également étudié et il atteint environ  $170.10^{-6}$  à 150 jours.

Une étude très complète a été réalisée par Monsieur DUBOIS du Commissariat à l'Energie Atomique sur plusieurs compositions de béton en argile expansée.

L'une d'elle, notamment, présente des caractéristiques voisines de celles que nous venons de décrire. La présente étude peut constituer en quelque sorte, une suite logique au programme réalisé par Monsieur DUBOIS, mais bien entendu sur le béton présentant une composition identique dans les deux études.

## RESULTATS DES ETUDES

### Premier cycle de montée en température

Après une période de durcissement normal correspondant à environ 4 mois, la première poutre a été soumise à un premier cycle thermique.

La montée en température a naturellement été effectuée progressivement, mais nous devons dire que la mise en régime, pour une température de 50° centigrade, a été relativement laborieuse puisqu'il a fallu attendre 14 jours avant d'atteindre ce palier. Ce phénomène s'explique d'ailleurs aisément par un départ massif de l'eau, relatif au premier chauffage, qui perturbe sensiblement la mise en régime.

Les autres paliers ont été atteints relativement plus facilement et en 35 jours la face chaude était portée à 297°, et la face froide à 78°, soit un  $\Delta\theta$  de 219°.

Précisons que la face froide n'a pas été refroidie artificiellement par une circulation d'air et que la poutre a été laissée libre de se dilater.

La mesure du rayon de courbure, à chacun des paliers de température considéré, a donné les résultats suivants :



PREMIER CYCLE DE MONTEE EN TEMPERATURE			
TEMPS EN JOURS	$\Delta \theta$ EN °C FACE CHAUDE - FACE FROIDE	$\frac{1}{R}$ en $10^{-6} \text{ mm}^{-1}$ VALEUR DE LA COURBURE	EN $10^{-6}$ PAR DEGRE COEFFICIENT DE DILATATION
1	32	0,64	6
7	58	1,12	6
10	116	2,88	7
14	165	4,00	7
16	208	9,40	13,5
18	216	14,25	20,0
21	219	19,70	27,0

C'est en partant de ces valeurs que le diagramme N° 1 a été tracé, il représente l'évolution du coefficient de dilatation en fonction du

On peut voir sur ce diagramme que le coefficient de dilatation de ce béton d'argile expansée est voisin de  $6.10^{-6}$  par degré centigrade, pour un  $\Delta \theta$  d'environ  $170^\circ$ .

Ce résultat semble logique à priori, puisque sur des études antérieures faites au Centre Expérimental du Bâtiment et des Travaux Publics, sur des bétons en argile expansée, la valeur du coefficient de dilatation déterminée, était de l'ordre de  $6.10^{-6}$  \*

\* Voir Annales de l'Institut Technique du Bâtiment et des Travaux Publics - Mars Avril 1967 - N° 231 - 232 - Bétons d'argile expansée par Messieurs VIRONNAUD et MALDAGUE.

A partir d'un  $\Delta \theta$  voisin de 200 degrés, le coefficient de dilatation augmente d'une manière brutale, pour atteindre 4 fois sa valeur initiale pour un  $\Delta \theta$  de 219°.

Ce phénomène peut avoir plusieurs explications, et en premier lieu la migration plus ou moins rapide de l'eau qui perturbe d'une façon sensible le comportement mécanique de la poutre. Il est également possible que la poutre soit fissurée et dans ces conditions la détermination du coefficient  $\alpha$  est sensiblement perturbée.

Il nous est d'ailleurs impossible, à ce stade de l'étude, de vérifier si la face supérieure est fissurée ou non, puisque les résistances chauffantes occupent toute la surface et que d'autre part la poutre est entièrement calfeutrée. Mais nous verrons plus loin que le comportement de la poutre est sensiblement différent, tout au moins au-delà d'une certaine température, pendant les 2e et 3e cycles.

Au cours de ce premier cycle nous avons pu également remarquer que l'établissement d'un régime permanent linéaire était très lent, démontrant ainsi que ce matériau possède de remarquable qualité isolante.

La répartition de la température pour ce premier cycle est résumée dans le tableau suivant :

PREMIER CYCLE DE MONTEE EN TEMPERATURE			
TEMPERATURE SUR LES FACES CHAUDE ET FROIDE ET SUR LE FEUILLET MOYEN			
TEMPS EN JOURS	TEMPERATURE MAXIMALE FACE CHAUDE EN °C	TEMPERATURE DANS LE FEUILLET MOYEN EN °C	TEMPERATURE MAXIMALE FACE FROIDE EN °C
1	50	21	18
7	75	20	17
10	158	81	42
14	235	131	70
16	284	158	76
18	294	167	78
21	297	167	78

Nous avons tracé des diagrammes en partant de ces valeurs, mais pour ne pas alourdir l'exposé nous ne présenterons ici que le dernier palier ( $\Delta \theta$  : 219°C) (Voir diagramme N° 2).

### Second cycle

Un second cycle de température a été appliqué à la poutre, mais la cadence de montée en température a été supérieure au premier cycle, puisque la température de 300° sur la face chaude a été obtenue en, environ 12 jours.

Cette cadence relativement rapide nous était malheureusement imposée par le programme en cours. Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau suivant :

SECOND CYCLE DE MONTEE EN TEMPERATURE			
TEMPS EN JOURS	$\Delta \theta$ EN °C FACE CHAUDE - FACE FROIDE	$\frac{1}{R}$ en $10^{-6} \text{ mm}^{-1}$ VALEUR DE LA COURBURE	$\alpha$ en $10^{-6}$ COEFFICIENT DE DILATATION
1	82	1,92	7,0
2	90	1,92	7,2
5	118	3,20	8,1
6	156	3,52	7,0
7	191	4,80	7,5
9	220	5,40	7,3

Le diagramme correspondant à ces valeurs porte le N° 3, il retrace l'évolution de  $\alpha$  au fur et à mesure de l'élévation du  $\Delta \theta$ .

On remarque à nouveau que jusqu'à une valeur du  $\Delta \theta$  d'environ 180°, la valeur de  $\alpha$  atteint  $7.10^{-6}$  par degré centigrade, corroborant ainsi la valeur trouvée au premier cycle, ensuite l'allure de la courbe diverge très nettement de celle obtenue au premier cycle la discontinuité est moins brutale au second cycle, néanmoins elle existe toujours.

Il est vraisemblable qu'au cours du premier cycle, deux phénomènes se soient superposés, d'une part le départ massif de l'eau et d'autre part l'apparition des premières fissures sur la face supérieure de la poutre (facechaude), pour perturber la détermination de  $\alpha$ .

Puisque le second cycle a été conduit d'une manière identique au précédent, à la cadence de mise en régime près, on peut penser que la migration de l'eau n'a eu cette fois qu'une influence relativement faible sur la valeur de  $\alpha$  jusqu'à l'obtention d'un  $\Delta \theta$  d'environ 180°C. Au-delà de cette valeur, bien que non négligeable, la migration de l'eau devient secondaire dans le comportement de la poutre, par contre il semblerait que la fissuration de la face supérieure devienne prépondérante et trouble d'une manière sensible la détermination de  $\alpha$ , toutefois comme le réseau des fissures est formée, la déformation de la poutre est plus progressive et l'allure du diagramme plus régulière.

On peut dire que jusqu'à l'obtention d'un  $\Delta \theta$  de 180°C, la poutre se déforme normalement sans fissuration, au-delà les premières fissures apparaissent et perturbent la déformation linéaire de la poutre.

Précisons que ce comportement est observée sur un béton d'argile expansée légèrement armé.

L'établissement du régime thermique dans la poutre est le suivant :

SECOND CYCLE DE MONTEE EN TEMPERATURE			
TEMPERATURE SUR LES FACES CHAUDE ET FROIDE ET DANS LE FEUILLET MOYEN			
TEMPS EN JOURS	TEMPERATURE MAXIMALE FACE CHAUDE EN °C	TEMPERATURE DANS LE FEUILLET MOYEN EN °C	TEMPERATURE MAXIMALE FACE FROIDE EN °C
1	120	70	38
2	135	82	45
5	173	104	55
6	219	124	63
7	260	139	69
9	300	160	80

C'est en partant de ces valeurs que des diagrammes ont été tracés (voir diagramme N° 4) et ils mettent en relief l'établissement d'un régime thermique identique à celui observé au cours du premier cycle. L'établissement d'un régime permanent linéaire est toujours aussi laborieux.

### Troisième cycle

Un troisième et dernier cycle a été appliqué à la poutre et cette fois la température de la face chaude a atteint 433° et l'établissement d'un  $\Delta \theta$  de 217°. Les valeurs de  $\alpha$  pour les différents paliers sont insérées dans le tableau ci-dessous.

TROISIEME CYCLE DE MONTÉE EN TEMPERATURE			
TEMPS EN JOURS	$\Delta \theta$ EN °C	$-\frac{1}{R}$ en $10^{-6} \text{ mm}^{-1}$	$\alpha$ en $10^{-6}$ par °C
	FACE CHAUDE - FACE FROIDE	VALEUR DE LA COURBURE	COEFFICIENT DE DILATATION
1	80	1,92	7,2
2	95	2,40	7,6
3	136	3,20	7,1
6	179	5,60	9,4
7	222	6,40	9,0
8	267	8,00	9,0
9	290	10,40	11,0
10	313	13,6	13,0
13	338	16,8	14,9

Le diagramme N° 5 a été dressé en tenant compte de ces valeurs.

C'est l'allure classique observée au cours des deux cycles précédents jusqu'à l'obtention d'un  $\Delta \theta$  de  $180^\circ$ , au-delà et jusqu'à  $433^\circ$  sur la face chaude, les fissures de la face supérieure s'ouvrent progressivement et la détermination de  $\alpha$  ne veut plus dire grand chose.

Après retour à la température ambiante, le calfeutrage a été retiré ainsi d'ailleurs que les résistances chauffantes, et l'on s'est aperçu que la face supérieure était nettement fissurée, et pourtant la poutre a repris sa position horizontale, donc les fissures sont en majeure partie refermées, il n'en reste pourtant pas moins vrai qu'elles sont encore parfaitement visibles. Cet examen visuel corrobore donc les remarques faites plus haut en ce qui concerne le comportement de la poutre en béton d'argile expansée.

A titre documentaire, nous joignons la répartition de la température dans la section de la poutre observée pendant ce troisième cycle (voir schéma N° 6).

TROISIEME CYCLE DE MONTEE EN TEMPERATURE			
TEMPERATURE SUR LES FACES : CHAUDE, FROIDE ET DANS LE FEUILLET MOYEN			
TEMPS EN JOURS	TEMPERATURE MAXIMALE FACE CHAUDE EN °C	TEMPERATURE DANS LE FEUILLET MOYEN EN °C	TEMPERATURE MAXIMALE FACE FROIDE EN °C
1	118	68	38
2	132	68	37
3	191	106	55
6	237	120	58
7	304	175	82
8	347	176	80
9	380	200	90
10	400	200	87
13	433	217	95

On retrouve encore l'allure classique observée au cours des deux cycles précédents.

La détermination de  $\alpha$  en fonction de l'élévation de la température constituait la partie principale de l'étude, toutefois l'étude a été poursuivie et la variation du produit  $E.\alpha$ , que nous avons appelé module de rigidité thermique a été également suivie.



EVOLUTION DU MODULE DE RIGIDITE THERMIQUE ( $E.\alpha$ ) DU BETON  
D'ARGILE EXPANSEE, EN FONCTION DE L'ELEVATION DE LA  
TEMPERATURE

Nous avons vu plus haut, comment on peut étudier la variation du produit  $E.\alpha$  qui intervient directement dans le calcul des contraintes thermiques fournies par la thermoélasticité.

Sur la machine d'essai à chaud cela se traduit par l'application d'un moment fléchissant constant. L'effort appliqué automatiquement s'inscrit sur un manomètre, le calcul du moment annulant la courbure est réalisé et l'on obtient ainsi la variation du module de rigidité thermique de ce béton d'argile expansée pour différents paliers de température.

Au départ de cette seconde partie de l'étude, la face supérieure de la poutre est fissurée comme nous l'avons vu plus haut. Cet état de déformation initial n'est pas gênant, puisqu'il intéresse uniquement la face supérieure et que cette dernière est comprimée pour cette étude. Nous réalisons un comportement inverse de celui imposé lors du comportement thermique de la dalle.

La cadence de montée en température a été lente, car le phénomène à observer est totalement différent de celui que nous avons étudié au cours de la première partie de cette étude, et puis la dalle n'offre pas une résistance mécanique suffisante pour supporter un effort important consécutif à une élévation de la température de l'une de ses faces.

Cette façon de procéder, nous a permis de déterminer avec précision la limite extrême de la résistance de la poutre.

Afin d'obtenir un  $\Delta \theta$  maximal à chaque palier de température, la face inférieure de la poutre a été refroidie par un courant d'air.

#### RESULTAT DE LA SECONDE PARTIE DE L'ETUDE

L'évolution du comportement mécanique de la dalle est résumée dans le tableau suivant, nous y avons fait figurer la date de montée en température, la température de la face chaude, du feuillet moyen, de la face froide, le  $\Delta \theta$  maximal obtenu à chacun des paliers, la pression au manomètre, et enfin les observations sur le comportement de la face froide au cours de l'évolution de la température.

4/9 1er PALIER 50°C	6/9 2e PALIER 75°C	9/9 3e PALIER 92°C	12/9 4e PALIER 118°C	16/9 5e PALIER 135°C
Face chaude 50°C	Face chaude 75°C	Face chaude 92°C	Face chaude 118°C	Face chaude 135°C
Feuillet Moyen 21°C	Feuillet Moyen 21°C	Feuillet Moyen 44°C	Feuillet Moyen 68°C	Feuillet Moyen 82°C
Face froide 16°C	Face froide 17°C	Face froide 20°C	Face froide 21°C	Face froide 22°C
$\Delta \theta$ maximal 34°C	$\Delta \theta$ maximal 58°C	$\Delta \theta$ maximal 72°C	$\Delta \theta$ maximal 97°C	$\Delta \theta$ maximal 113°C
Pression au mano 1,5 bars	Pression au mano 2 bars	Pression au mano 3 bars	Pression au mano 4 bars	Pression au mano 4,5 bars
Aucune trace de fissu- ration sur la face inférieure	Aucune fis- sure appa- rente sur la face inférieure	Aucune fis- sure appa- rente sur la face inférieure	Apparition de très fines fis- sures trans- versales	Ouverture très nette des fissures

18/9 6e PALIER 150°C	20/9 7e PALIER 158°C	23/9 8e PALIER 160°C	25/9 9e PALIER 160°C
Face chaude 150°C	Face chaude 158°C	Face chaude 160°C	Face chaude 160°C
Feuillet Moyen 90°C	Feuillet Moyen 90°C	Feuillet Moyen 90°C	Feuillet Moyen 93°C
Face froide 23°C	Face froide 22°C	Face froide 23°C	Face froide 23°C
$\Delta \theta$ maximal 127°C	$\Delta \theta$ maximal 136°C	$\Delta \theta$ maximal 137°C	$\Delta \theta$ maximal 137°C
Pression au mano 5 bars	Pression au mano 5,5 bars	Pression au mano 6 bars	Pression au mano 6 bars
Ouverture de plus en plus nette des fissures	Ouverture des fissures ~ 3/10 mm	Ouverture des fissures ~ 5/10 mm	Ouverture des fissures ~ 7/10 mm

C'est en partant de ces résultats que les différentes valeurs de  $E.\alpha$  ont été calculées et elles sont résumées dans le tableau ci-dessous.

TEMPS EN JOURS	EVOLUTION DE $E.\alpha$ EN FONCTION DE LA TEMPERATURE	$\Delta \theta$ ( $\theta_c - \theta_f$ ) °C
1	0,26	34°
3	0,25	58°
6	0,24	72°
9	0,24	97°
13	0,23	113°
15	0,23	127°
17	0,23	136°
20	0,22	137°

Le diagramme N° 7, tracé à partir de ces valeurs, illustre l'allure du phénomène.

Pour une température d'environ 120° sur la face chaude, représentant un  $\Delta \theta$  de 97°C et pour une pression au mano de 4 bars, la micro fissuration apparaît. Pour les autres cycles, l'ouverture des fissures est progressive mais la pression du mano augmente toujours. A cet instant la pression au mano atteignait 6,5 bars, ce qui représente une valeur du moment fléchissant de 1,712 Tm.

La chute du module de rigidité thermique, par rapport au départ, est supérieure à 70 %, et il ne faut pas perdre de vue la présence des armatures dans le béton qui majorent, dans des proportions non négligeables, les capacités de résistance du béton.

Par contre, il faut tenir compte également, que la poutre a déjà subi un traitement thermique relativement sévère, puisque l'une de ses faces a été portée à 433°C.

Compte tenu de toutes ces précisions, il ne nous est pas permis de tirer de conclusions définitives, quant à la capacité maximale de résistance de ce béton, il n'en reste pourtant pas moins vrai que son comportement était intéressant à connaître dans de telles conditions.

### CONCLUSION

Le but visé dans cette étude, qui était avant tout la recherche d'une méthode rapide d'estimation du comportement d'un béton d'argile expansée soumis à des sollicitations thermiques et mécaniques, paraît avoir été atteint. La machine d'essai à chaud, mise au point, ainsi que son emploi, a permis de mettre en évidence les différents comportements de ce béton dans des conditions relativement voisines de leur condition d'emploi.

En effet, le comportement thermique de la poutre a pu être défini pendant trois cycles avec relativement de clarté et de rapidité.

Le coefficient de dilatation que nous avons obtenu, jusqu'à une température de 200°, corrobore entièrement celui défini sur des éprouvettes fabriquées dans un matériau identique.

Au-delà de 200° on ne peut plus à proprement parler de notion de coefficient de dilatation, car la fissuration de la face supérieure fausse les mesures de la courbure de la poutre.

Les qualités remarquables d'isolation thermique de ce matériau, ont été mises en évidence tout au long de cette étude.

Enfin le comportement mécanique sans atteindre les performances réalisées par un béton classique, est tout de même acceptable. Mais cette dernière caractéristique, sans être négligeable, est tout de même secondaire.

La mise en évidence de tous ces paramètres, particulièrement importants, souligne à notre avis l'intérêt de cette recherche fondamentale.

## Cotes de la dalle en argile expansée

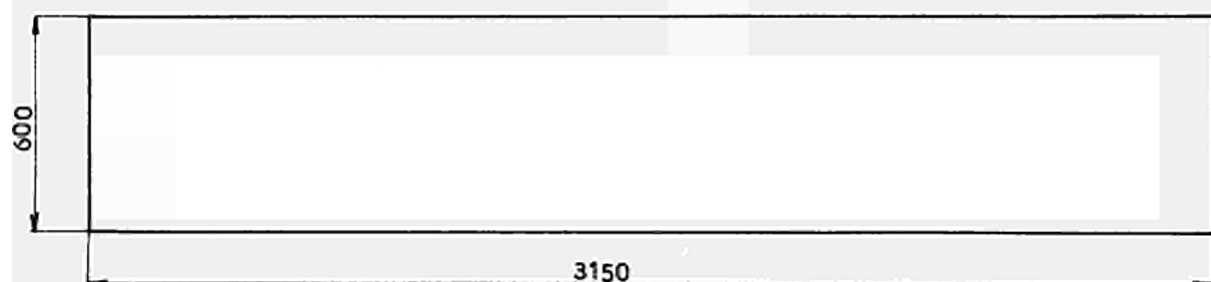
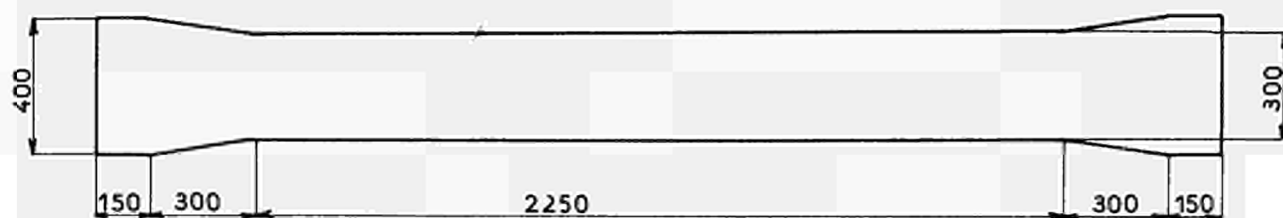
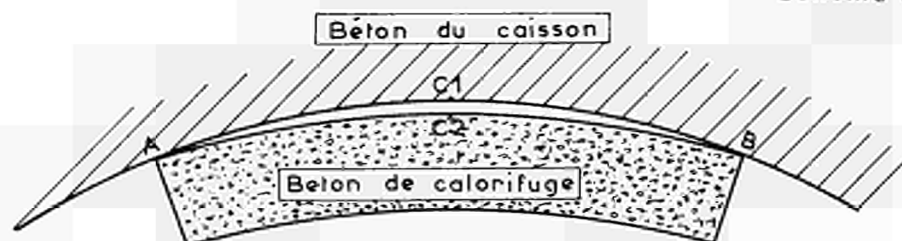
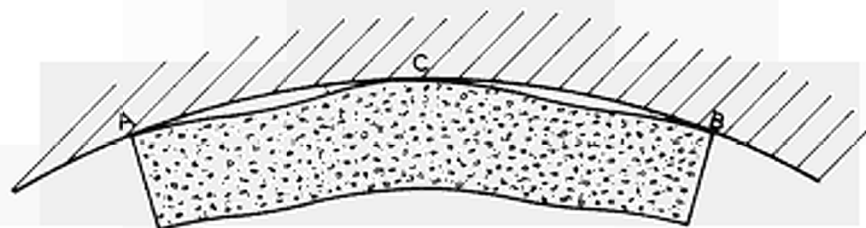
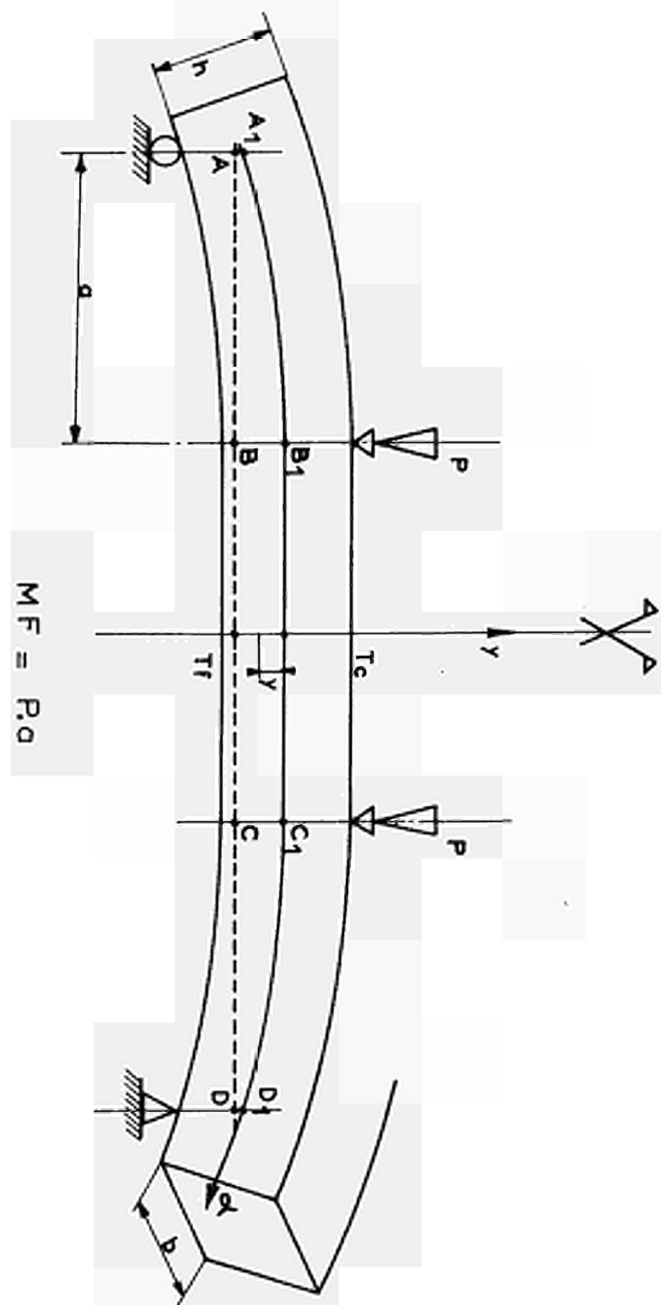


Schéma : 2



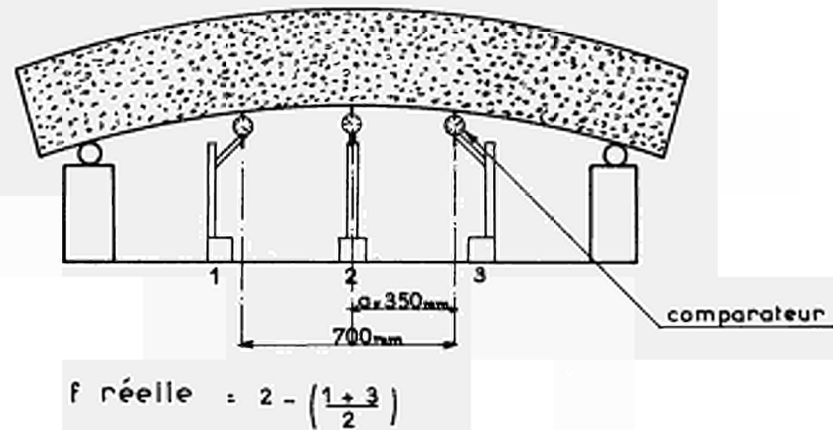
Comportement schématisé d'un élément de calorifuge, sous l'action d'une différence de température ( $\Delta t$ ) entre ses deux faces



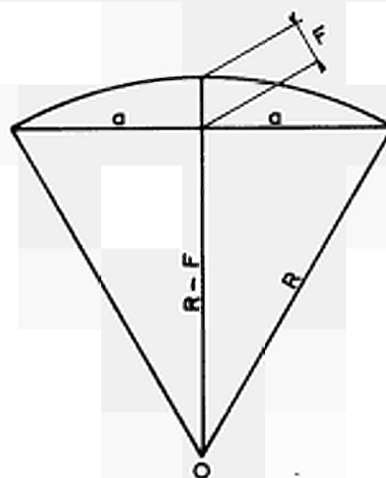


DEFINITION DU MOMENT CONSTANT  
REALISE SUR LA DALLE

Dalle angile expansée schema: 3  
Schema de principe de mesure des flèches



Determination de la courbure



$$R^2 = a^2 + (R - F)^2$$

$$R^2 = a^2 + R^2 - 2RF + F^2$$

$$a^2 - 2RF + F^2 = 0$$

$$R = \frac{a^2 + F^2}{2F}$$

en négligeant  $F^2$  il vient

$$\frac{1}{R} = \frac{2F}{a^2}$$

$\frac{1}{R}$  étant l'expression de la courbure



Disposition des temoins sonores et des thermocouples  
a l'interieur de la dalle

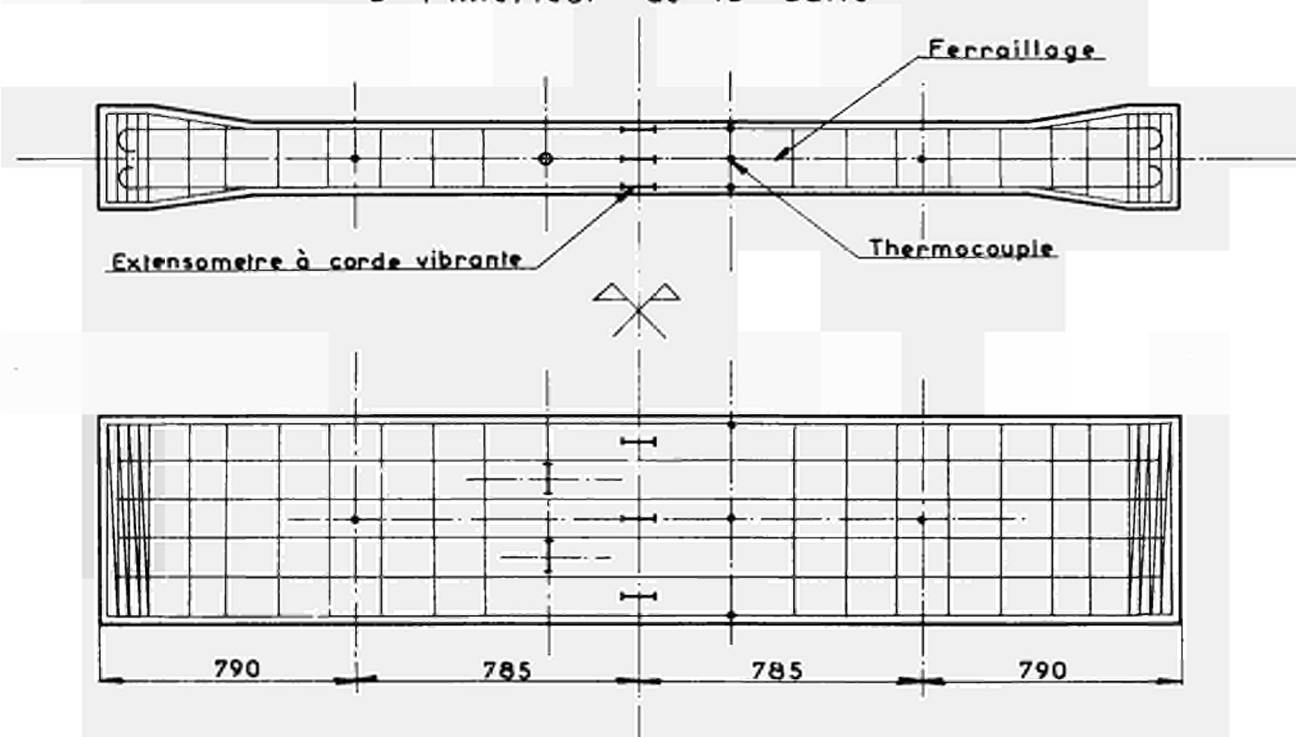
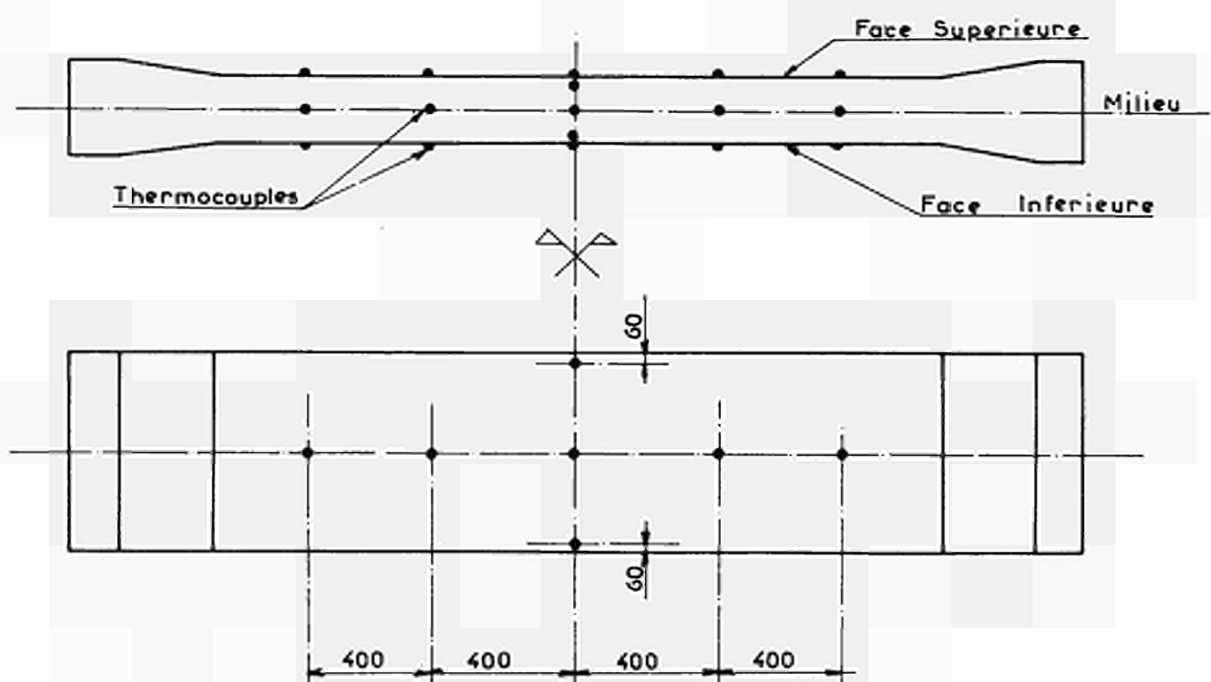


Schéma : 6

Disposition des thermocouples sur les deux faces et a  
interieur de la poutre



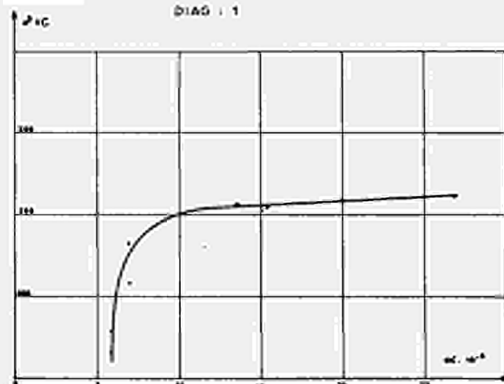
La répartition des thermocouples est identique sur les deux faces

# POUTRE EN ARGILE EXPANSEE

Variation du coefficient de dilatation en fonction du  $\Delta^0$

PREMIER CYCLE

DIAG : 1



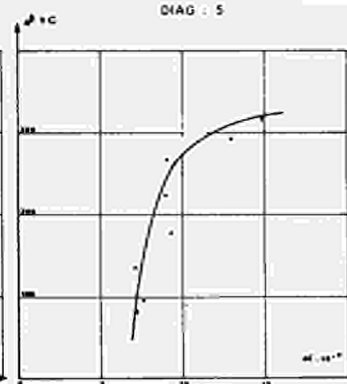
SECOND CYCLE

DIAG : 3



TROISIEME CYCLE

DIAG : 5

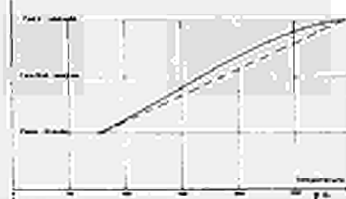


## POUTRE EN ARGILE EXPANSEE

Répartition moyenne de la température dans la section de la poutre

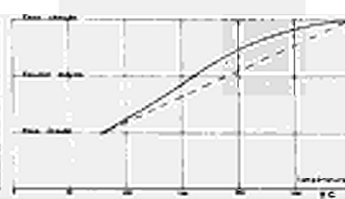
PREMIER CYCLE à 1192°

DIAG : 1



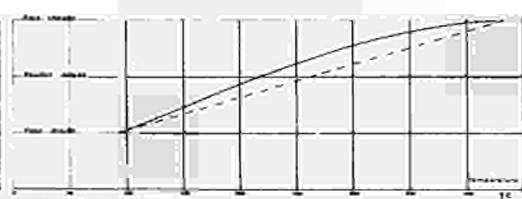
SECOND CYCLE à 1202°

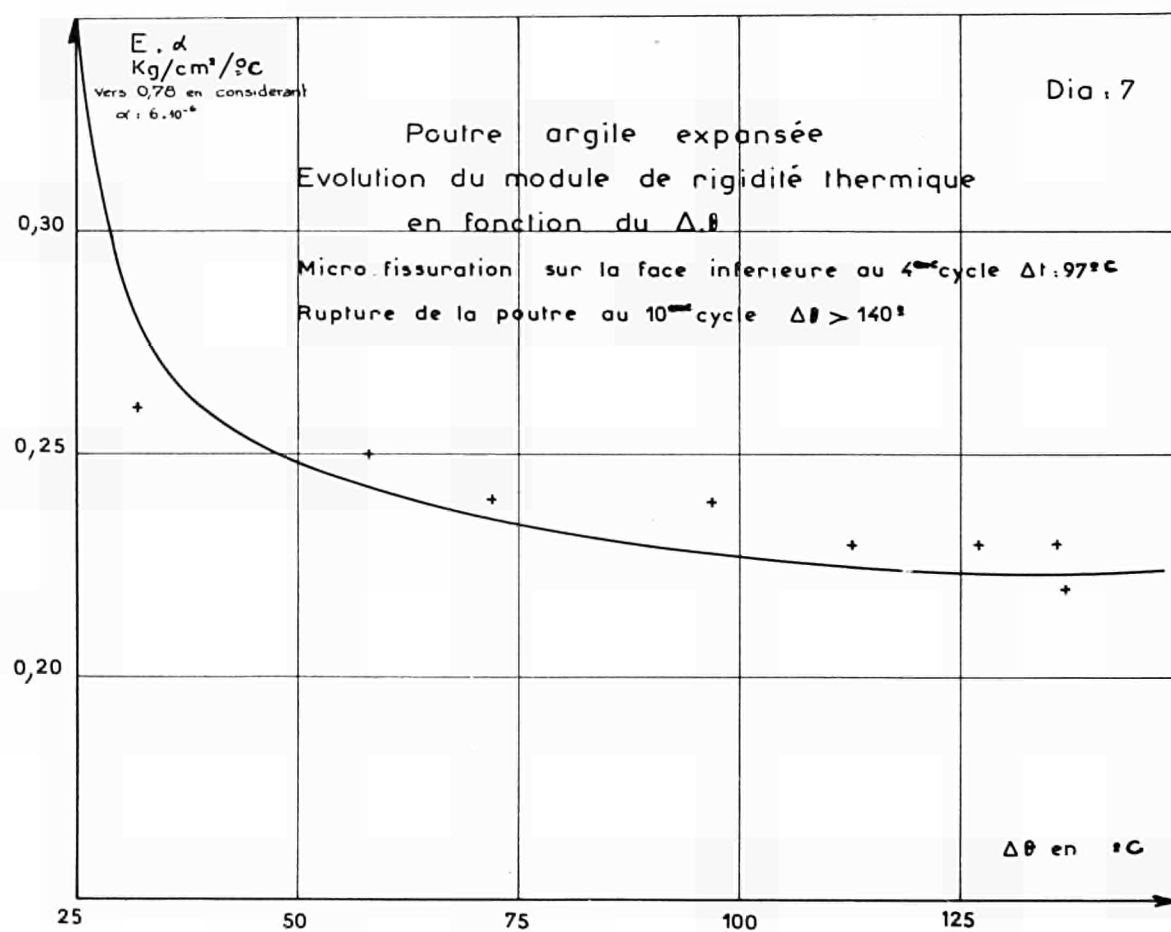
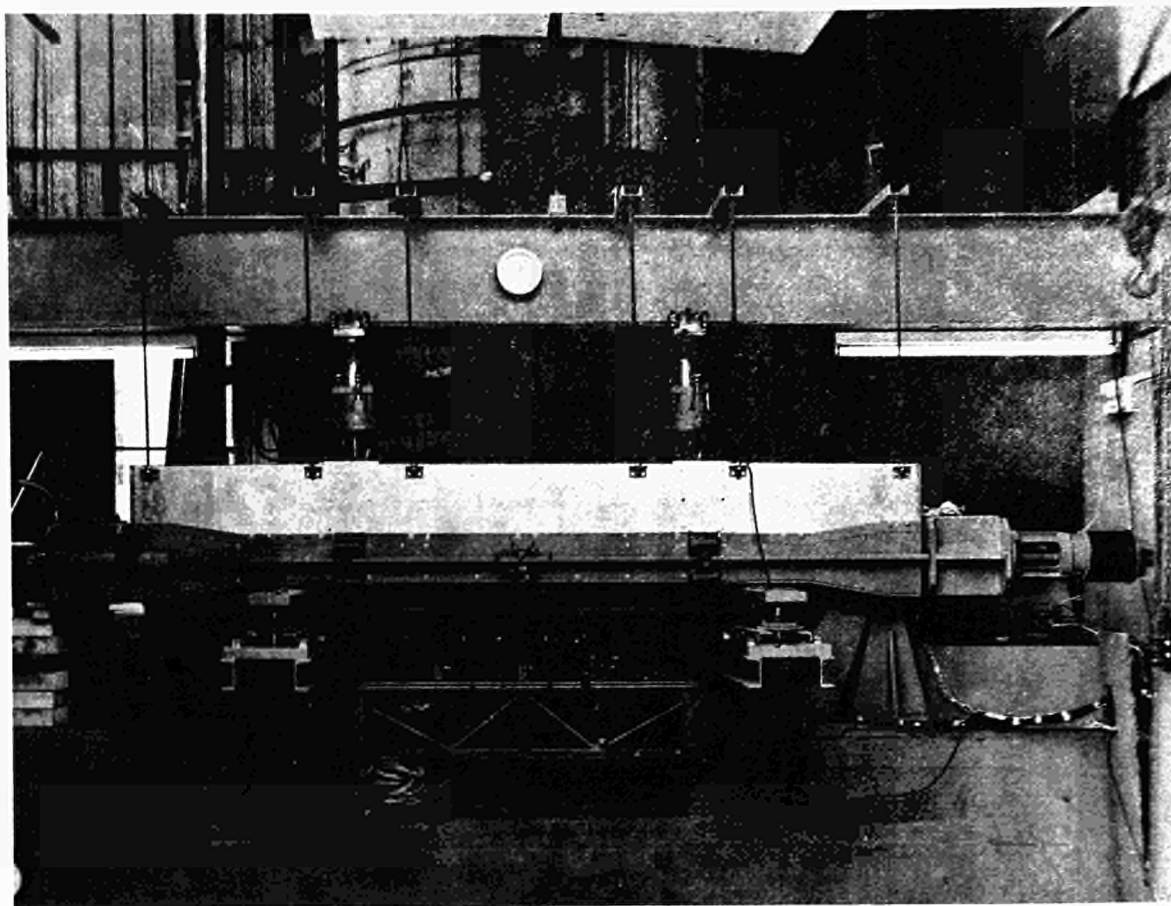
DIAG : 3



TROISIEME CYCLE à 1267°

DIAG : 5





Diskussion - Discussion - Discussion - Beraadslaging

18. 11. 1969

(no. 6, 7, 8, 9, 10)

BROWNE - Taylor Woodrow Construction Ltd.: Mr. Chairman, Ladies and Gentlemen,

I was very interested in Paper 9 by R. Ausanges, M. Boisserie, J. Corbel, and S. Licheron, which discussed the effects of temperature on the creep and other properties of concrete. I would like here to try and summarise the results of our own work where we have tested different concretes for use in a number of pressure vessel designs for nuclear reactors, including those at Wylfa and Hartlepool.

To establish just the effect of temperature and age of a concrete on its creep properties has involved loading about 300 specimens, some of which have been under load for as long as eight years. We have also had to look at a wide range of concrete properties, including thermal expansion, thermal conductivity, shrinkage, thermal strength, gas permeability, nuclear radiation damage, and moisture diffusion.<sup>(1)</sup>

We regard concrete to be made up of two main components: rock aggregate and hardened cement paste (Fig. 1.). In vessel concretes the volume of aggregate may be 60 - 75% of the total concrete volume and thus the properties of the final concrete can be significantly affected by this component (Fig. 2 & 3). A rock aggregate such as limestone) with a low thermal expansion coefficient compared to that for hardened cement paste, can cause internal cracking at the interface between the aggregate and the hardened cement paste component, causing a 40% loss in strength at 95°C, if unrestrained (Fig. 4a). However time may allow autogenous crack healing to take place (Fig. 4b).

The two component understanding of concrete has assisted us in predicting the 30 year property behaviour for a concrete to be used in a new station design. Suitable mathematical expressions exist<sup>(2)</sup> to enable us to modify the concrete property values obtained from one concrete, to be applicable to the new concrete. Measured aggregate properties, such as, elasticity and thermal expansion coefficient, are inserted into the equations and the predicted behaviour of the new concrete then modified,

where possible, by the results from initial short term tests on specimens made from the new material. Fig. 5 shows a summary of the results from one of our earliest creep programmes, where concrete specimens of different loading ages and at different temperatures, have been under load now for 8 years. This data has been valuable in estimating the creep behaviour of later concretes.

We believe that a remarkably similar long term creep performance, even at temperature, can be found for concretes in which the strengths are similar and the modulus of elasticity of the aggregate is reasonably high.

Prediction of the behaviour of concrete for design use to a 30 year limit is difficult and relies on utilising the long term tests data from our own laboratory and other research establishments, such as The Bureau of Reclamation in the United States. We produce, in the case of creep, surfaces showing the variation in strain with both age at loading and period under load for a number of temperatures (Fig. 6). Realistic limits are applied for design to the experimental values, which are considered to be the probable values. For the actual vessel concrete, the variability of concrete properties for the material cast on site has been shown to be within the limits used in design (Fig. 7).

In our test programmes on vessel concretes, we impose simulated vessel conditions on test specimens, where possible. Creep specimens for our vessel concretes are tested in a sealed state and subject to a heat cycle after casting, to simulate mass concrete conditions in the thick walled vessel (Fig. 8).

Turning to the subject of Paper No. 13 by Mr. Hornby on moisture migration in concrete under temperature gradients, we do not find his results surprising, since previous research data and existing temperature moisture diffusion theories for concrete have produced similar results.

We have always considered that moisture migration in the vessel concrete can significantly affect concrete property behaviour, since the hardened

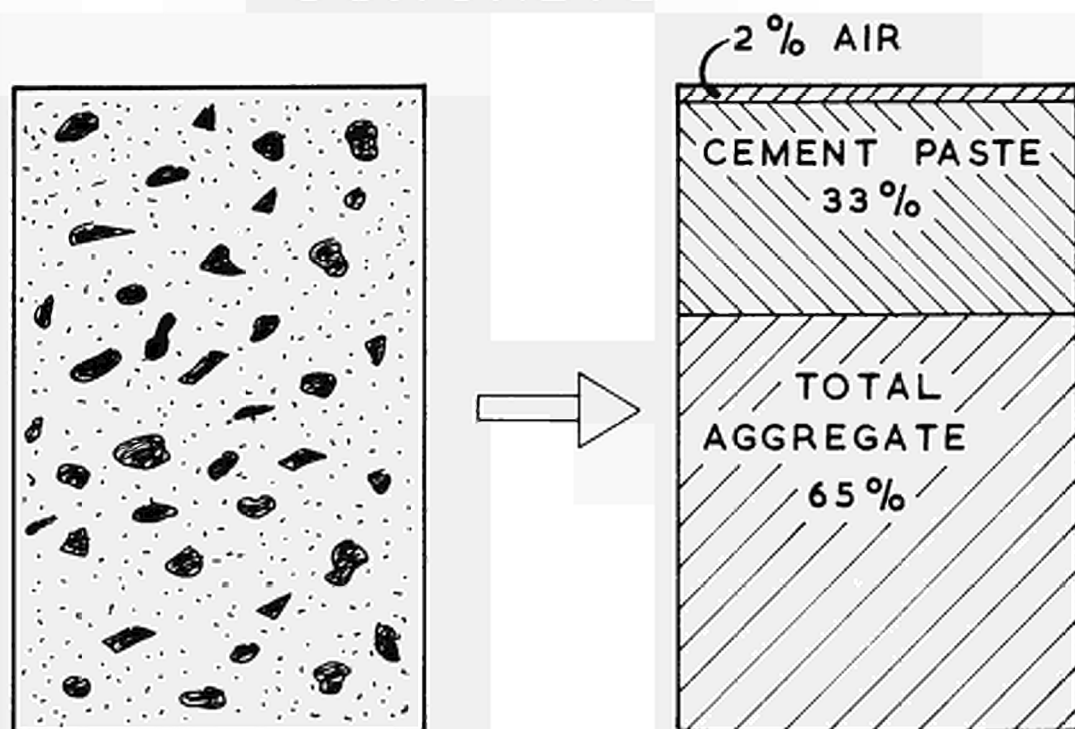
cement paste component of concrete is so sensitive to its moisture state (Fig. 9). Drying of concrete in hot zones can cause a large increase in the creep rate and a substantial relaxation in the field stress during drying. The loss of moisture in the hot zone may cause an increase or decrease in the strength, and a significant reduction in the thermal conductivity of the material, as illustrated in Fig. 10. Cooling of these zones may induce tensile conditions, resulting in cracking.

In conclusion, I hope that what I have discussed shows that we consider the concrete property behaviour in the vessel to be predictable. Time will tell whether we are right, when the long term operating behaviour of these vessels is finally analysed.

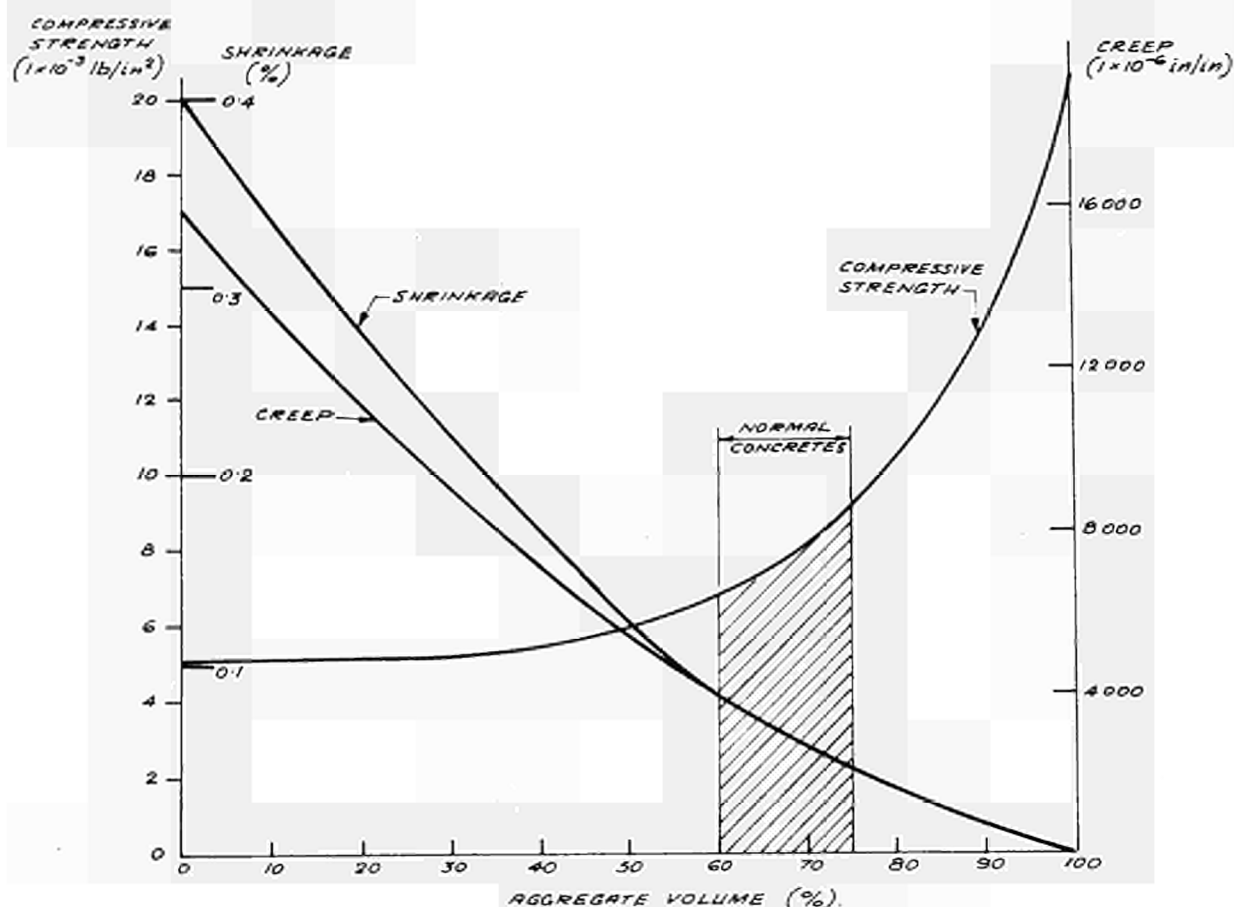
Refs.

- 1) R.D. Browne "Properties of concrete in reactor vessels"  
Paper 13 Proc. Conf. on Prestressed Concrete Pressure  
Vessels, Lond. Published Institution of Civil Engineers,  
London, 1968.
- 2) R.D. Browne & R.E.D. Burrow. "An Example of the Utilization  
of the Complex Multiphase Material Behaviour in Engineering  
Design". Paper 111 Proc. International Conf. on Civil  
Engineering Materials, Southampton, 1969.

# THE VOLUME OF COMPONENTS IN CONCRETE

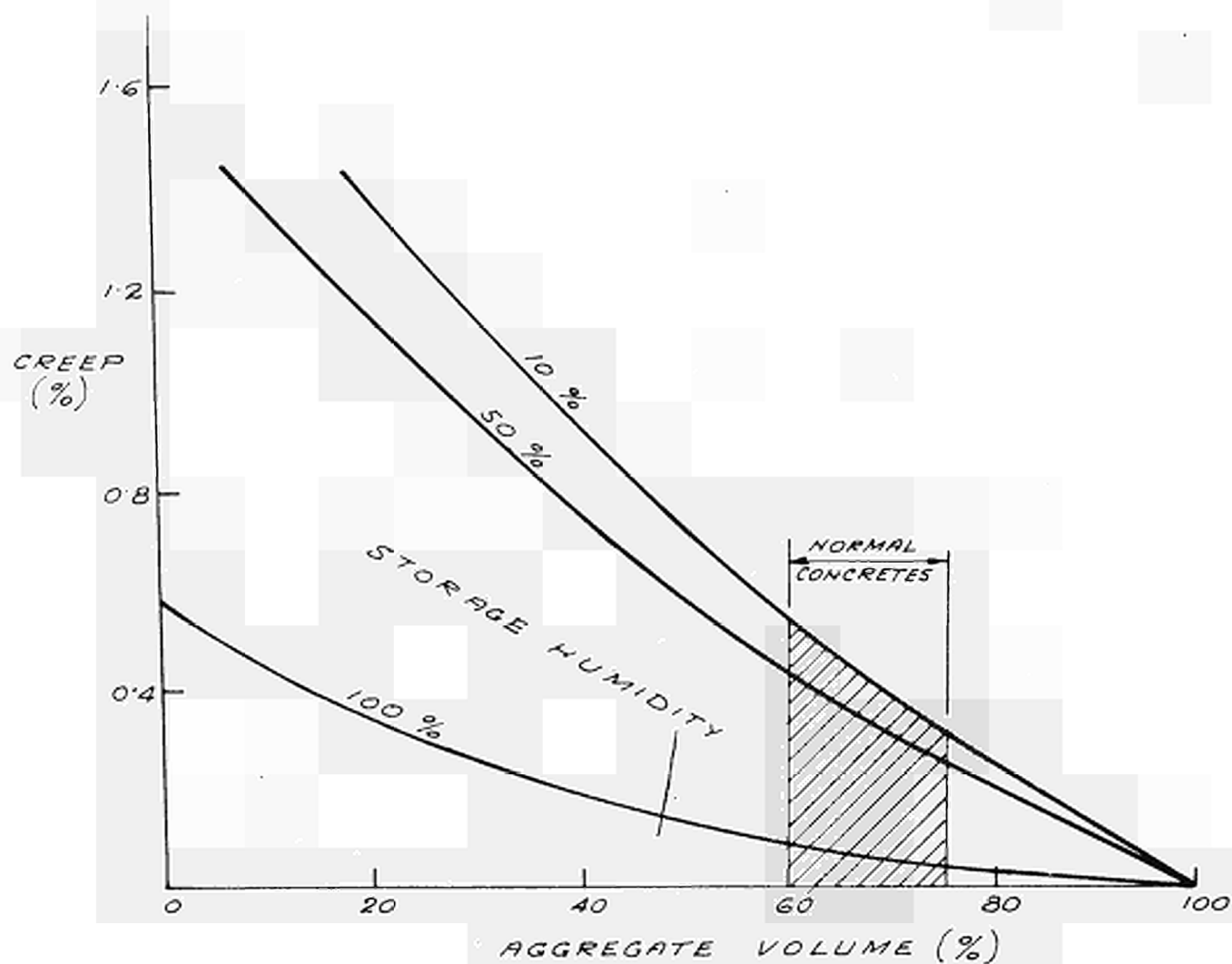


CONCRETE PROPERTIES VS. AGGREGATE VOLUME.



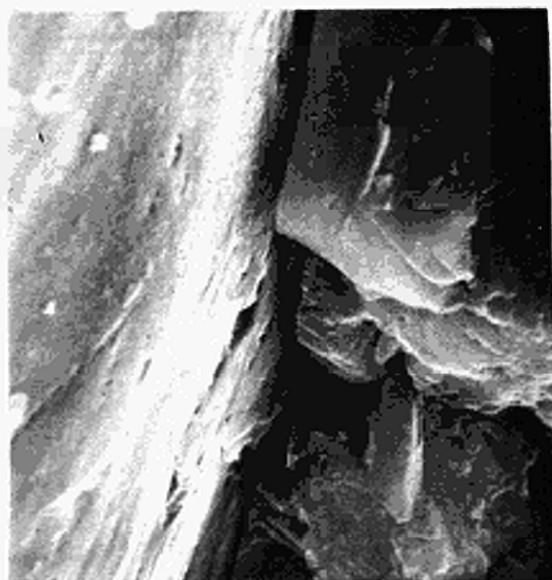
CREEP AGAINST AGGREGATE VOLUME  
FOR DIFFERENT STORAGE HUMIDITIES.

LOAD = 60 % ULTIMATE STRENGTH

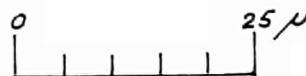
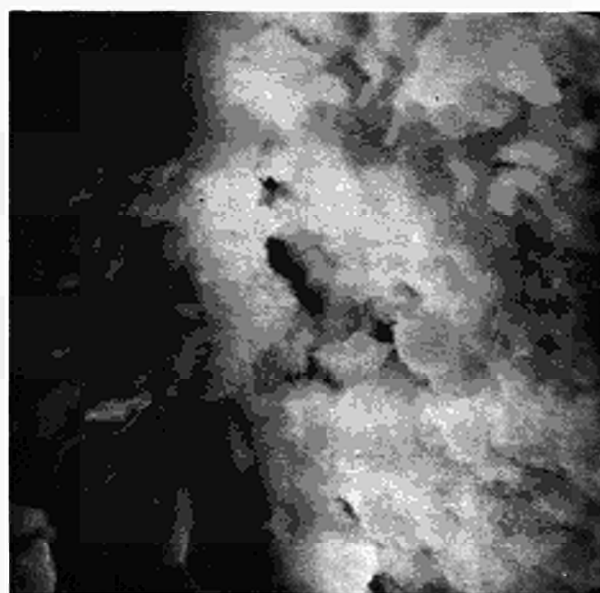




EFFECT OF TEMPERATURE ON AGGREGATE/CEMENT BOND.  
(LIMESTONE CONCRETE)



- a) 6 YEARS STORAGE AT 20°C., THEN AT 95°C. FOR 24 HOURS.  
AGGREGATE ON LEFT, HARDENED CEMENT PASTE ON RIGHT  
OF PHOTOGRAPH, SHOWING CRACK AT INTERFACE.



- b) 6 YEARS STORAGE AT 95°C. AGGREGATE ON LEFT, HARDENED  
CEMENT PASTE ON RIGHT OF PHOTOGRAPH, SHOWING CRYSTAL  
GROWTH IN CRACKED ZONE.

SEALED SPECIMEN STRAINS VS TIME UNDER LOAD AS INFLUENCED BY AGE  
AND TEMPERATURE

FIG. 5.

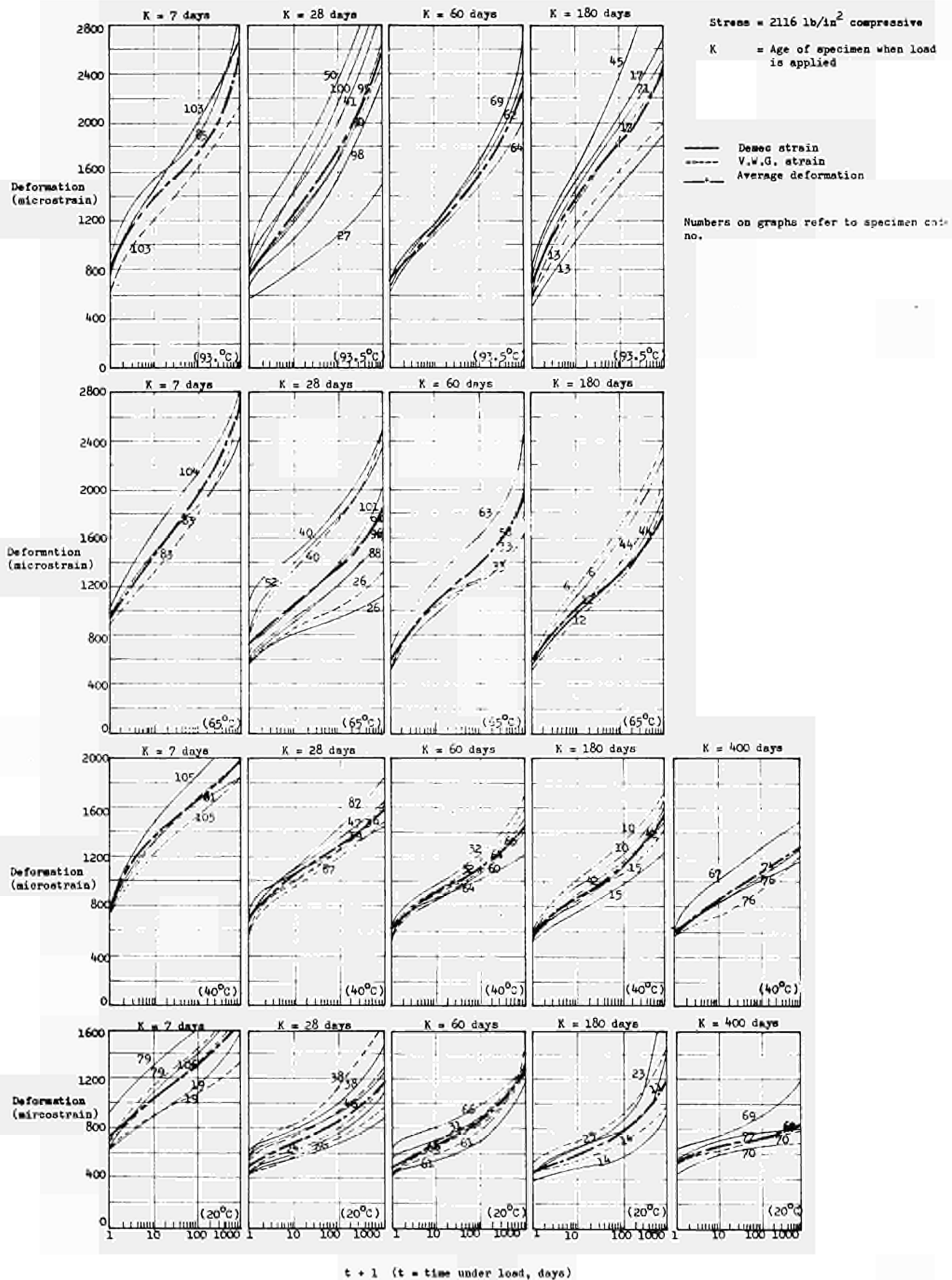
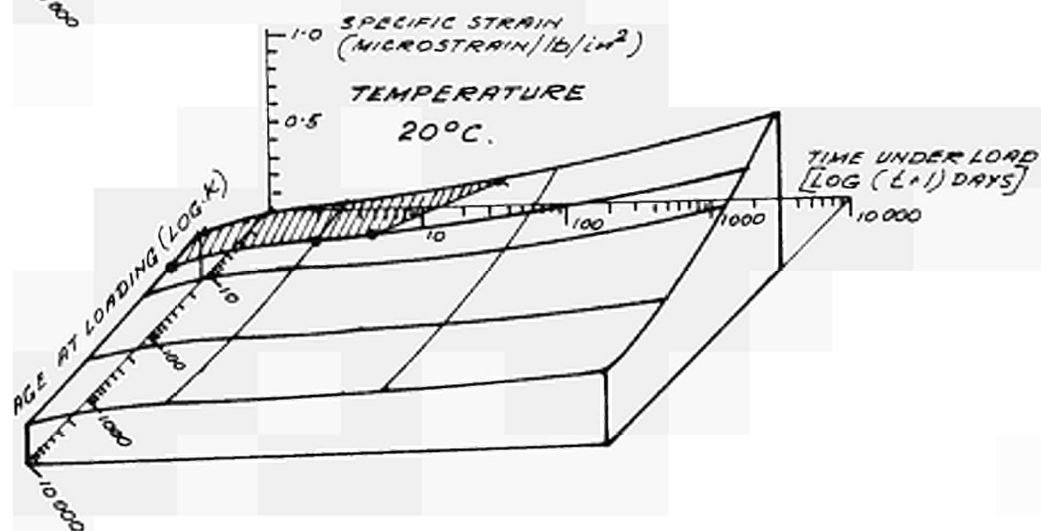
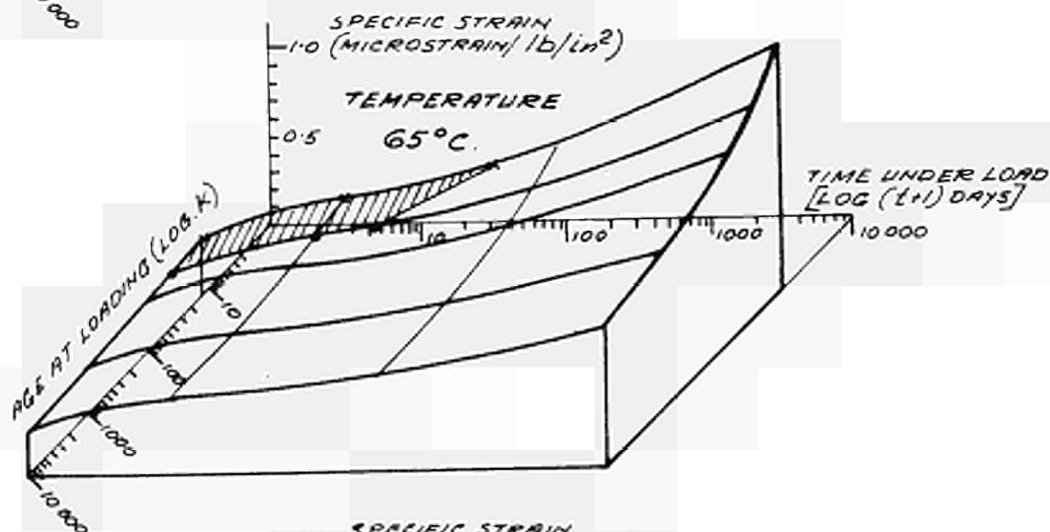
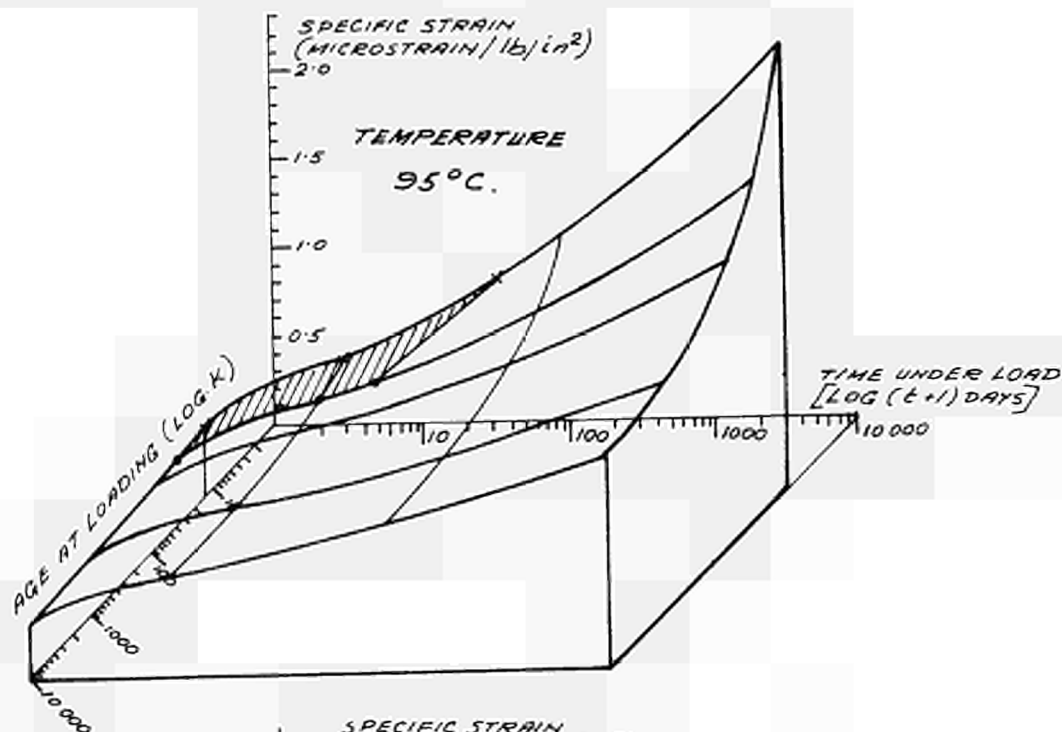


FIG. 6.

# 30 YEARS SPECIFIC STRAIN SURFACES FOR A P.C.P.V. CONCRETE.

SHADED AREA SHOWS LIMITS OF EXPERIMENTAL  
KNOWLEDGE AT DESIGN



RELATIONSHIP BETWEEN LABORATORY CAST AND SITE  
CAST CREEP SPECIMENS.

VERIFICATION OF CONCRETE MATERIAL PERFORMANCE IN THE PCPV  
STRUCTURE BY COMPARING THE CREEP OF SPECIMENS CAST FROM  
CONCRETE GOING INTO DIFFERENT BAYS AND LIFTS DURING  
VESSEL CONSTRUCTION, WITH THE CREEP OF THE ORIGINAL  
LABORATORY CAST SPECIMENS.

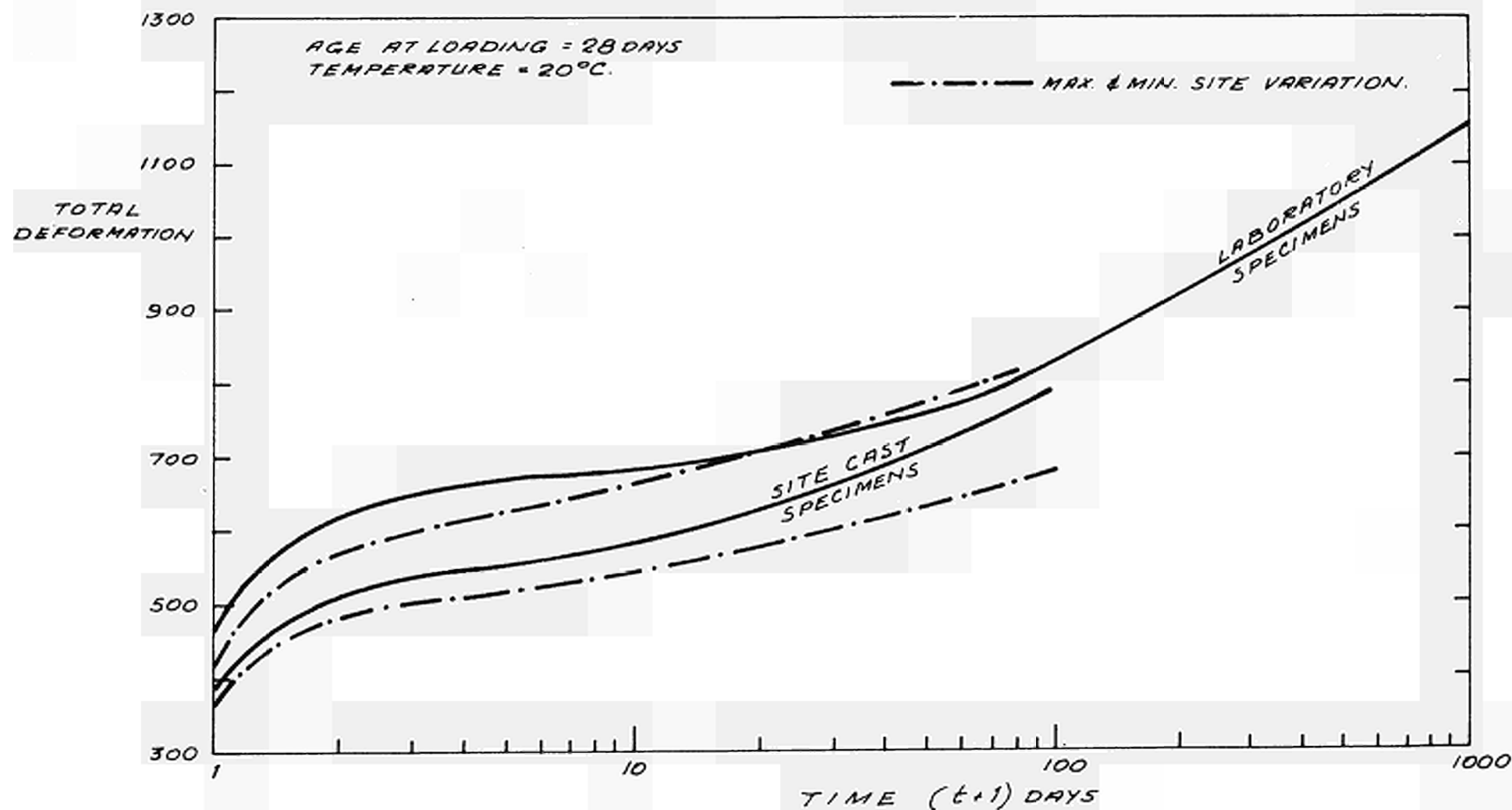


FIG. 8.

# SITE CONCRETE TEMPERATURE CYCLE IN THE LABORATORY.

THE LABORATORY HEAT CYCLE HYDRATION TEMPERATURE CYCLE APPLIED TO 12" SPECIMENS AFTER CASTING, COMPARED WITH A MINUTE OF TEMPERATURE MEASURED DURING THE CONSTRUCTION OF THE HYPER PRESSURE VESSEL.

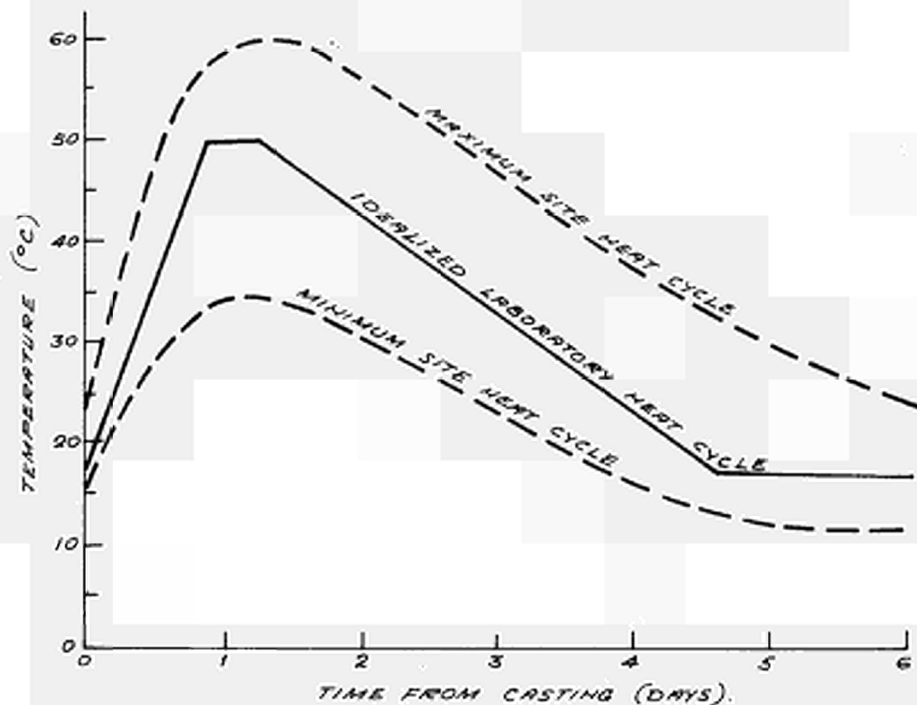
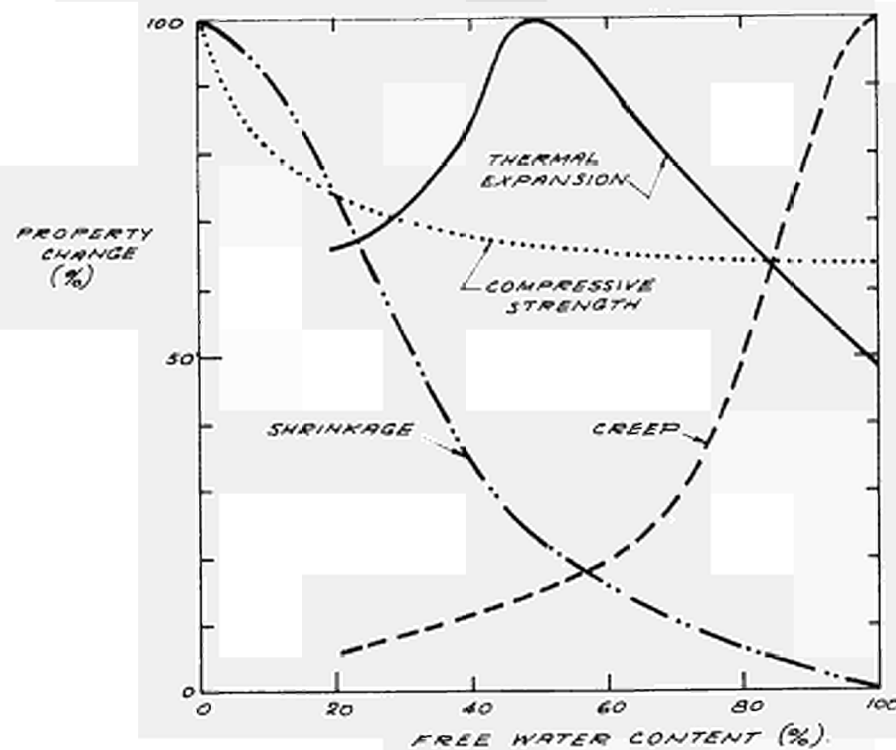


FIG. 9.

# THE INFLUENCE OF THE FREE WATER CONTENT ON THE PROPERTIES OF HARDENED CEMENT.



POSSIBLE EFFECTS OF TEMPERATURE GRADIENT  
ON CONCRETE PROPERTIES.

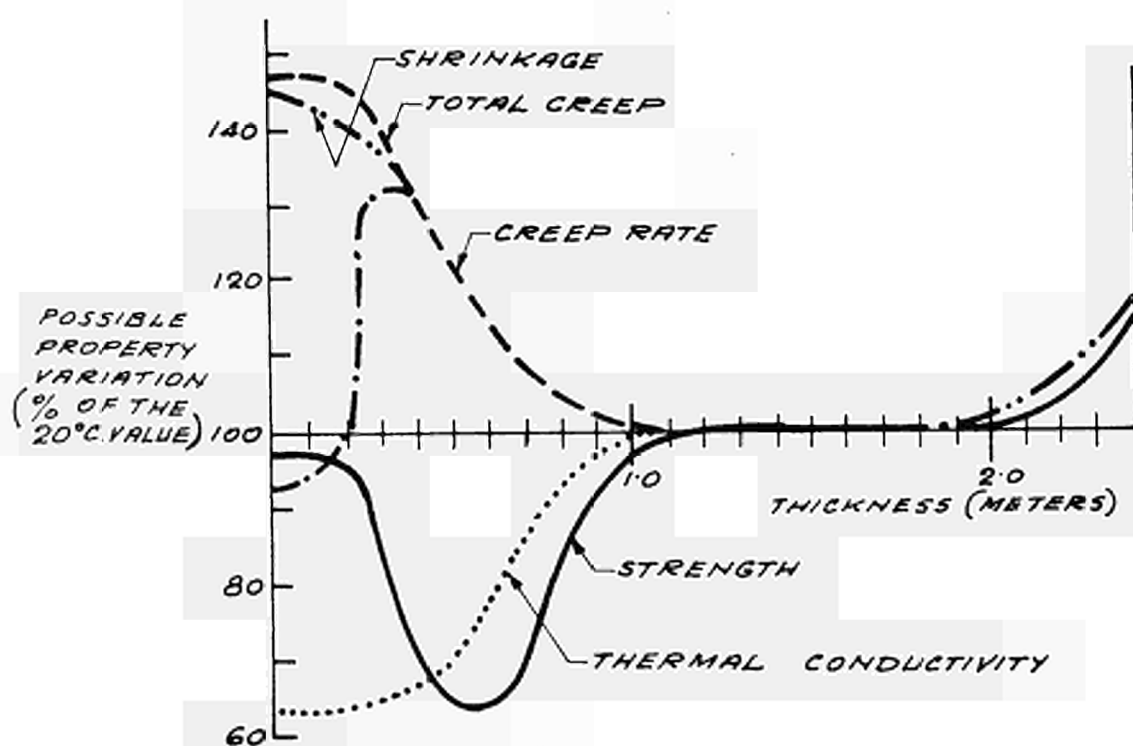
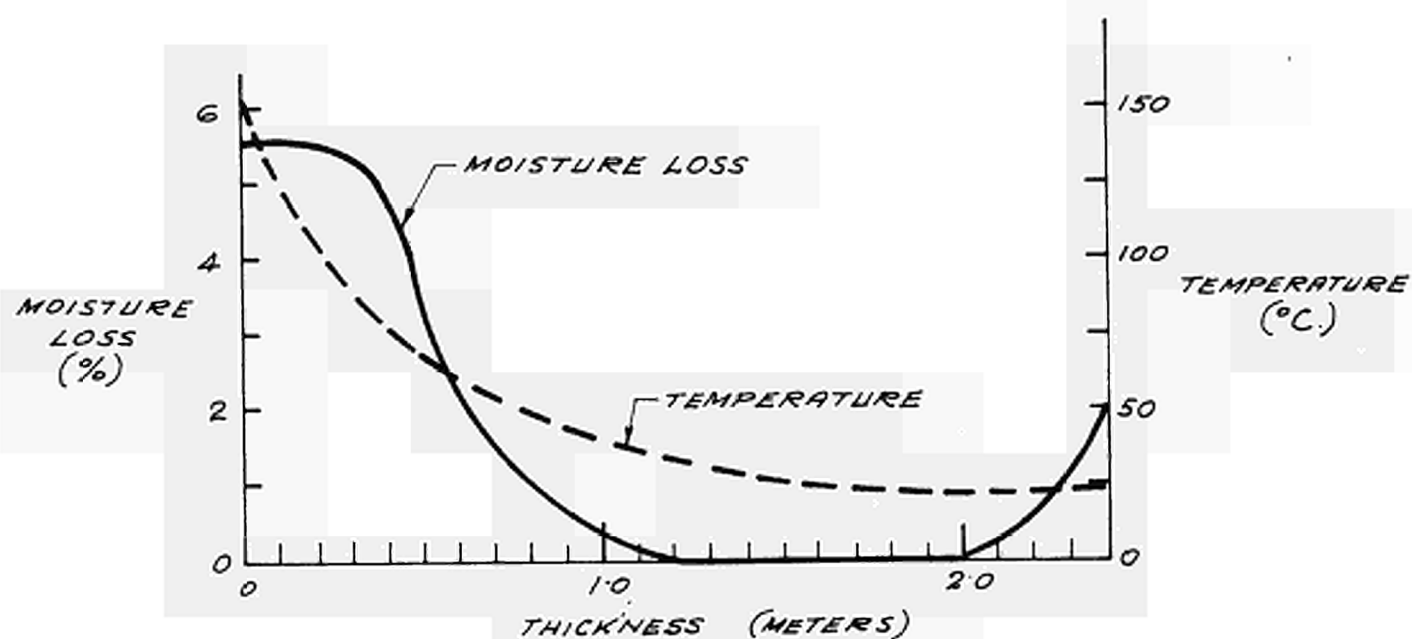
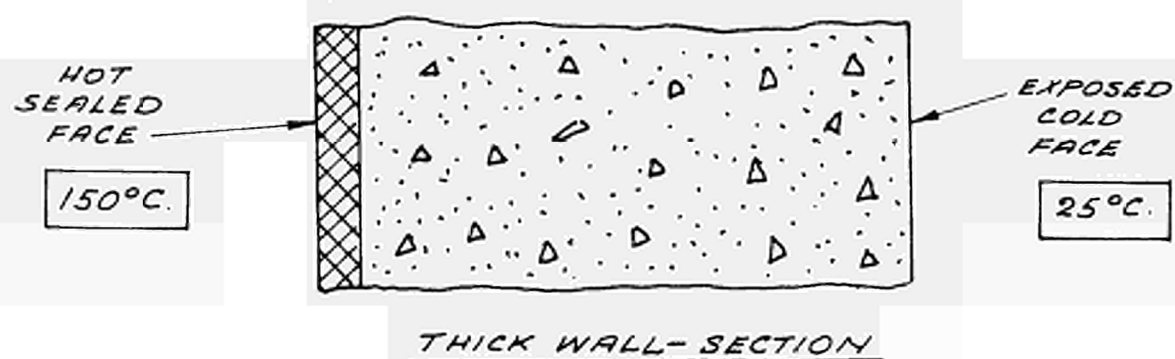


FIG.10.

HUERGO - Société de Traction et d'Electricité: Je voudrais poser une question sur le comportement du béton, notamment en ce qui concerne l'étude sur le fluage sous l'effet de la température. Dans cette étude on fait état des comportements viscoélastiques et élastoplastiques. Je voudrais savoir quel est le modèle rhéologique qui représente ces comportements et quels sont les éléments qui le composent. D'après les courbes montrées, il paraît que ce modèle ne peut pas être linéaire. Est-ce que l'on a déterminé les lois mathématiques gouvernant un tel phénomène?

LIDA - EDF: Si j'ai bien compris la question, il s'agit de savoir quels sont les coefficients exacts des modèles rhéologiques qui ont été pris en compte dans les calculs. - Vous les avez aperçus dans la formule de CACOT qui effectivement n'est pas linéaire. Elle a été décrite par un modèle à plusieurs étages, qui s'éloigne assez peu de cette formule. C'est un modèle linéaire, bien que la formule de fluage ne soit pas linéaire. C'est un processus d'étapes.

Les modèles numériques que nous employons ne donnent pas à priori une réponse de fluage ou une réponse de relaxation. Ils donnent simplement la structure des étages des modèles réologiques. D'ailleurs, la loi mathématique se déduit de l'examen de la structure des étages et d'une analyse. Dans le cas présent ce serait, si les coefficients ne sont pas dépendant du temps, une somme exponentielle.

RIQUOIS - EDF: Messieurs, je crois que je peux considérer la discussion comme close sur ces communications qui traitent plus particulièrement des propriétés du béton dans des conditions assez variées. Personnellement, j'en viens à penser que de nombreux essais se font, et je m'en réjouis, pour mieux connaître les propriétés du béton dans telles et telles conditions. Je souhaiterais que les spécialistes en la matière établissent entre eux un contact plus étroit de façon que ce qui a été fait

par les uns ne soit pas repris sans utilité par d'autres. Je pense que des rapports fructueux pourraient se développer dans cette voie. Une seconde observation me vient à l'esprit. Le travail des laboratoires est un travail très intéressant, très attachant. Toutefois, il est indispensable que ceux qui font des recherches en laboratoires aient des contacts avec les projeteurs. Car sans cela, les essais entrepris risquent de ne pas être orientés convenablement au départ puis, par suite des difficultés inhérentes à la réalisation même des essais, de dévier de leurs objectifs. Les résultats que vous pouvez apporter ne correspondraient pas alors aux besoins du projeteur. Je pense qu'un effort dans ce sens est souhaitable aussi. - Ces observations personnelles tendent simplement à améliorer l'efficacité des sommes consacrées à la recherche.





- Vierter Teil : Neuartige Behälterkonzeptionen und  
modelltechnische Erprobung.
- Part Four : New types of vessel design and  
model testing.
- Quatrième Section : Conceptions nouvelles en matière de  
cuves et essais techniques sur  
maquettes.
- Quatre Parte : Progetti di contenitori di nuovo  
tipo e prove tecniche su modello.
- Vierde deel : Nieuwe concepten van drukvaten en  
beproeving hiervan aan modellen.



#### Einführende Bemerkungen zur 4. Sitzung

Prof. JAEGER - BAM: Meine Damen und Herren, ich eröffne hiermit die vierte Sitzung der zweiten Informationstagung für Reaktordruckbehälter aus Spannbeton und ihre Wärmeisolierung. Diese Sitzung widmet sich neuartigen Behälterkonzeptionen und ihrer modelltechnischen Erprobung. Wir werden eine Reihe von Vorträgen hören, die von einem großen technischen Einfallsreichtum Zeugnis geben. Es werden neuartige Konstruktionskonzeptionen als Idee vorgestellt oder bereits in ihrer modelltechnischen Erprobung und Bestätigung. Die vierte Sitzung gliedert sich in vier Sektionen, die erste Sektion befaßt sich vorwiegend mit neuartigen Vorspannverfahren, ein Vortrag behandelt Verbesserungen einer Fertigteilbehälterkonzeption. Die zweite Sektion präsentiert: Durchführung und Ergebnisse von sehr interessanten Großmodellversuchen. Als dritte Sektion wird eine Filmvorführung geboten. Die vierte Sektion befaßt sich vorwiegend mit Spannbetonbehälterkonzeptionen für wassergekühlte Leistungsreaktoren vom Siedewassertyp.



CREEP BEHAVIOUR OF PRESTRESSED CONCRETE  
SLABS WITH REINFORCED HOLES

J. IRVING and I.W. GOODALL

Research Officers,  
Central Electricity Generating Board,  
Berkeley Nuclear Laboratories,  
Berkeley, Glos.

N° 11

## 1. INTRODUCTION

It has been shown experimentally [1] and theoretically [1, 2, 3, 4] that unreinforced prestressed concrete structures subjected to sustained mechanical loads and non-uniform temperatures will exhibit cracking on cooling to uniform temperature. This phenomenon is caused by the presence of residual creep strains in the concrete which induce tensile stresses on cooling after a few months under load. This behaviour can have an important bearing on the operation of concrete pressure vessels [2, 3, 4].

The majority of prestressed concrete pressure vessels contain very little conventional steel reinforcement. However, in the standpipe region, which is common to most vessel designs, there are a large number of closely pitched sleeve-reinforced holes running through the thickness of the concrete. Most of the results referred to previously are concerned with unreinforced concrete and consequently will not apply to standpipe regions because of the large local proportion of reinforcement provided by the steel sleeves. Sleeve reinforcement of standpipe penetrations is usually designed by elastic theory making use of 'effective moduli' [5, 6]. A recent series of tests have been reported [7] in which models of an elastically designed standpipe zone were subjected to sustained load for 100 days. When the models were unloaded considerable cracking occurred in the concrete between the steel sleeves. Thus elastic design alone may not be sufficient to ensure satisfactory operation of the vessel and it would therefore be prudent to investigate the time-dependent behaviour of composite steel and concrete structures.

The theoretical analysis presented in this Paper is part of an investigation of such structures. It is shown that, there is a tendency for tensile stress to occur in a concrete slab containing a pattern of heavily reinforced penetrations.

## 2. DESCRIPTION OF PROBLEM

The problem considered for analysis was chosen to be fairly representative of the type of mixed steel and concrete details occurring in the penetrated regions of concrete pressure vessels. In particular, the chosen structure reproduces the main features of a top end enclosure with standpipe penetrations although the actual geometry is not that of any existing design.

Figure 1 shows a 1/4th segment of the penetrated slab chosen for analysis. The concrete slab is circular and contains a symmetrical array

of nine holes reinforced with  $\frac{1}{4}$  in. (3.2mm.) mild steel sleeves. The slab was assumed to be heated by gas in contact with the internal surface of the sleeves giving rise to a non-isothermal steady-state temperature distribution. External pressure was assumed to be applied in the plane of the slab at the external boundary. Conditions of plane stress were assumed.

In order to reproduce the most arduous loading conditions which could occur in a standpipe region it was assumed that the full steady-state temperature distribution would be reached instantaneously and maintained for 600 days, at which time the slab would be instantaneously cooled to an isothermal state.

The external load was chosen to represent the combined effects of prestress and the field stress in the top end enclosure due to gas pressure within the vessel. Since the gas pressure in a pressure vessel will drop rapidly on reactor shut-down this change in applied load has been notionally represented by reducing the external boundary load by 50% simultaneously with the cooling cycle mentioned above. The loading and heating history is shown in Figure 1.

### 3. METHOD OF ANALYSIS

In order to calculate the changes in stress and strain which occur in the slab under the prescribed loading conditions it is necessary to consider the time-dependent stress/strain behaviour of the materials. For the temperature levels ( $\leq 60^\circ\text{C}$ ) assumed in the problem, creep of steel may be neglected. However, irrecoverable creep strains of similar magnitude to initial elastic strains are exhibited by concrete within 100 days of initial loading in the temperature range  $15^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C}$  [1, 8]. Within this range creep strain may be considered to be linearly dependent on stress and, for the purpose of this investigation, on temperature [1, 8].

Many visco-elastic models have been proposed for concrete, but it is difficult to describe the time-dependent behaviour exactly since age is an important factor [9]. Good agreement between experiment and theory has been shown [1] using a Maxwell model containing a dashpot of time-dependent viscosity. Adopting this type of Maxwell model it can be shown [3] that the stress/strain laws for a pressure vessel type of concrete may be expressed as:-

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon_{\mu\mu}}{\partial c} &= (1 - 2\nu) \left[ \frac{1}{E} \frac{\partial}{\partial c} + f(\theta) \right] \sigma_{\mu\mu} \\ \frac{\partial \epsilon_{ij}}{\partial c} &= (1 + \nu) \left[ \frac{1}{E} \frac{\partial}{\partial c} + f(\theta) \right] \sigma_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$



where  $\epsilon_{ij}$  - Strain tensor  
 $\sigma_{ij}$  - Stress tensor  
 $\nu$  - Elastic and creep Poisson's ratio  
 $E$  - Elastic Young's modulus  
 $f(\theta)$  - Function of temperature  $\theta$   
 $c$  - Replaced time or specific thermal creep  
 $\epsilon_{\mu\mu}$  etc. represents a sum over  $i, j, k \dots 1, 2, 3$ .

Other visco-elastic models have been proposed [10, 11]. However, the authors feel that the Maxwell model with time replacement gives an adequate representation of concrete behaviour in view of the good agreement that has been shown [1] between computation and experiment.

The method of solution adopted by the authors is an iterative time-step technique which has been programmed for general elastic and creep analysis on the C.E.G.B.'s IBM 360 computer [12]. This method of solution reduces the time-dependent problem to the elastic solution of the structure at a selected number of small time or specific thermal creep increments in each of which free creep strains are assumed to occur.

From the calculated stress, strain and temperatures at an arbitrary time or specific thermal creep strain, the free creep strain increments for the next interval may be calculated making use of the finite difference formulation of (1):

$$\Delta \epsilon_{\mu\mu}^c = (1 - 2\nu) f(\theta) \sigma_{\mu\mu} \Delta c \quad (2)$$

$$\Delta \epsilon_{ij}^c = (1 + \nu) f(\theta) \sigma_{ij} \Delta c$$

where  $\Delta \epsilon_{ij}^c$  is the free creep strain increment occurring in the interval of time  $\Delta t$  corresponding to the specific thermal creep strain increment  $\Delta c$ , and,

$\sigma_{ij}$  are the stresses occurring at the beginning of the interval.

The free creep strains are then treated in a similar manner to initial strains in elasticity theory [13] and an elastic solution obtained for the first estimates of stresses  $\sigma_{ij}'$  occurring at the end of the time interval  $\Delta t$  corresponding to  $\Delta c$ . A better solution is then obtained by recalculating free creep strains based on the mean stress

$$\bar{\sigma}_{ij} = \frac{1}{2}(\sigma_{ij} + \sigma_{ij}') \quad (3)$$

and resolving as before for the final estimate of stress  $\sigma_{ij}''$ . Convergence of the solution has been improved in the TESS program [12] by use of a

forward time-step optimisation technique [14].

Each elastic solution is obtained by a finite element displacement method based on a triangular three node element and a linear displacement function. The steady-state temperatures were computed by direct solution of the governing heat conduction equations; this being one of the facilities available in the TESS program.

The loading and material data required for the analysis of the slab are shown in Table I.

#### 4. RESULTS

The analysis was carried out using the TESS program [12] briefly described above. A comprehensive set of results in numerical and graphical form were obtained and a sample of these at the times of most interest are shown in Figures 2 to 8.

Figure 2 shows the steady-state temperature distribution in the slab in the heated condition. The maximum and minimum principal stresses occurring in the plane of the slab are shown in Figures 3 to 8 and are plotted in contour form. Figures 3 and 4 show the "initial" stresses immediately after heating and loading. Figures 5 and 6 show stresses immediately after cooling, and Figures 7 and 8 show stresses after cooling and partial load removal. The whole of the slab was analysed but, in order to improve the contour definition, an enlarged portion of the central region is shown in Figures 3 to 8.

It should be noted that, in order to determine separately the effect of the load change superimposed on cooling, the boundary pressure was reduced at an extremely short time interval after the return to uniform temperature, although these two changes are shown as occurring simultaneously in Figure 1.

#### 5. DISCUSSION

The effect of creep of concrete on stress conditions in the slab is shown in Figures 3 to 8. Under constant load and thermal conditions the generally compressive initial stresses (Figures 3 and 4) reduce in the concrete and increase in the steel liners. These stress changes are caused by creep of concrete. In general, the stresses induced by internal straining (e.g. thermal expansion) reduce with time [3] and would reduce to zero (in a Maxwell material) given sufficient creep strain. Stresses due to mechanical loads (e.g. the external boundary pressure) redistribute not only due to the differential creep rates caused by non-uniform temperatures [1, 3] but also because of the presence of the non-creeping steel reinforcement.

The stresses which arise on cooling the slab are shown in Figures 5 and 6. It can be seen that areas of low tensile stress occur between the sleeves. These tensile stresses are caused by residual creep strains which accumulate in the concrete during the preceding period under constant load and become manifest on cooling.

The effect of partial load removal is shown in Figures 7 and 8. Here, the tensile stresses occurring between the sleeves have been increased due to the rapid reduction to 50% of the initially applied boundary load. The magnitude of these tensile stresses will depend upon the severity of the steady-state thermal gradient across the slab and the proportion of external pressure removed on cooling. Another factor which determines the tensile stress level is the wall thickness/diameter ratio  $[t/d]$  of the liners. It has been shown [15] that, under constant load the final values of stress (as creep strains tend to infinity) will be independent of the  $t/d$  ratio. However, the magnitude of the tensile stresses induced in the concrete on unloading at practical times will increase with decreasing  $t/d$  ratio.

The  $t/d$  ratio (1:24) used in this analysis is typical of that in elastically designed standpipe regions. It is therefore possible that, under certain conditions, tensile stresses of sufficient magnitude to cause cracking could occur even in areas of vessels which contain steel reinforcement.

The results presented in this Paper are strictly only applicable to the structure analysed however, a tendency for tensile stress to be produced on cooling and unloading has been shown.

## 6. CONCLUSIONS

It has been shown that considerable changes in stress occur in a heated, reinforced concrete structure. There is a tendency for tensile stresses to be produced in the concrete on cooling and unloading.

The structure analysed in this Paper is similar to penetrated regions of concrete pressure vessels and a mechanism has been shown whereby tensile cracking could be caused by cooling during the reactor shut-down cycle.

## ACKNOWLEDGMENT

This paper is published by permission of the Central Electricity Generating Board.

## REFERENCES

1. Ross, A. D., England, G. L. and Suan, R. H., Prestressed concrete beams under a sustained temperature cross-fall. Mag. Concrete Res., (1965) 17, 117-126.

2. Lewis, D. J., Bye, G. P. and Crisp, R. J., Long-term thermal creep effects in pressure vessels. Proc. Conf. P.C.P.V., Inst. Civ. Engrs., London, (1967) pp.329-337.
3. Lewis, D. J. and Irving, J., Operational stresses in nuclear prestressed concrete pressure vessels. Pts. 1 and 2. Civ. Eng. Pub. Wks. Rev., (1968) 63, 673-676 and 793-796.
4. Irving, J. and Carmichael, G. D. T., The influence of creep on the behaviour of concrete structures subjected to cyclic heating. Paper 107, Proc. Int. Conf. on Structure, Solid Mechanics and Engrg. Des. in Civ. Engrg. Mats., Univ. of Southampton (1967).
5. Bailey, R. W. and Fidler, R., Stress analysis of plates and shells containing patterns of reinforced holes, Nucl. Eng. Design. 3, (1966) 41-53.
6. Abdul-Wahab, H. M. S. and Harrop, J., The rigidity of perforated plates with reinforced holes, Nucl. Eng. Design. 5, (1967) pp.134-141.
7. Stefanou, G. D., Yu, C. W. and Gill, S., An experimental investigation into the behaviour of perforated end slabs for concrete pressure vessels under temperature and external load. Proc. Int. Symp. on Model Techniques for P.C.P.V., Brit. Nuc. Energy Soc., Inst. Civ. Engrs., London, (1969).
8. Hannant, D. J., Strain behaviour of concrete up to 95°C under compressive stresses. Proc. Conf. P.C.P.V., Inst. Civ. Engrs., London (1967), pp.177-191.
9. Browne, R. D., Properties of concrete in reactor vessels. Proc. Conf. P.C.P.V., Inst. Civ. Engrs., London, (1967) pp.131-151.
10. Cuevas, N. R., Visco-elastic constants for a model representing the mechanical behaviour of materials. Paper 51. Proc. Int. Conf. on Structure, Univ. of Southampton, (1969).
11. Te'eni, M. and Staples, G. E., Stress phase interaction models. Paper 44A. Proc. Int. Conf. on Structure, Univ. of Southampton, (1969).
12. Ecclestone, M. J. (in preparation) C.E.G.B. Computing Branch.
13. Timoshenko, S. and Goodier, J. N., Theory of elasticity, McGraw-Hill Book Co. Inc., Tokyo, (1951).
14. Frederick, C. O., Chubb, E. J. and Bromley, W. P., Cyclic Loading of a tube with creep, plasticity and thermal effects. Proc. Inst. Mech. Engrs., (1966), 130, 31.
15. Irving, J. Discussion in Session II. Proc. Int. Symp. on Model Techniques for P.C.P.V., Brit. Nuc. Energy Soc., Inst. Civ. Engrs., London, (1969).

TABLE I - Material Properties

	Property	British Units	Metric Units
Steel	Young's modulus	$30.0 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$	$2.11 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$
	Poisson's ratio	0.3	0.3
	Coefficient of linear thermal expansion	$10.0 \times 10^{-6} \text{ units/}^\circ\text{C}$	$10.0 \times 10^{-6} \text{ units/}^\circ\text{C}$
	Thermal conductivity	$2.0 \text{ CHU/in/hr } ^\circ\text{C}$	$6.89 \times 10^{-4} \text{ cal/cm/sec } ^\circ\text{C}$
Concrete	Young's modulus	$6.0 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$	$0.422 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$
	Elastic and creep Poisson's ratio	0.2	0.2
	Coefficient of linear thermal expansion	$10.0 \times 10^{-6} \text{ units/}^\circ\text{C}$	$10.0 \times 10^{-6} \text{ units/}^\circ\text{C}$
	Thermal conductivity	$0.0842 \text{ CH/in/hr } ^\circ\text{C}$	$0.29 \times 10^{-4} \text{ cal/cm/sec } ^\circ\text{C}$
	Time - creep equivalence of concrete (extracted from ref. 8)		
	Time (days)	Specific thermal creep (c) (Strain per $\text{lb/in}^2$ per $^\circ\text{C}$ ) $\times 10^{-9}$	(Strain per $\text{kg/cm}^2$ per $^\circ\text{C}$ ) $\times 10^{-8}$
	0	0	0
	50	3.85	3.43
	100	4.65	4.61
	200	5.83	5.29
	300	6.65	6.46
	400	7.20	7.24
	500	7.62	7.83
	600	8.00	8.39
	700	8.30	8.80
	$f(\theta) = \theta$ in Centigrade degrees		

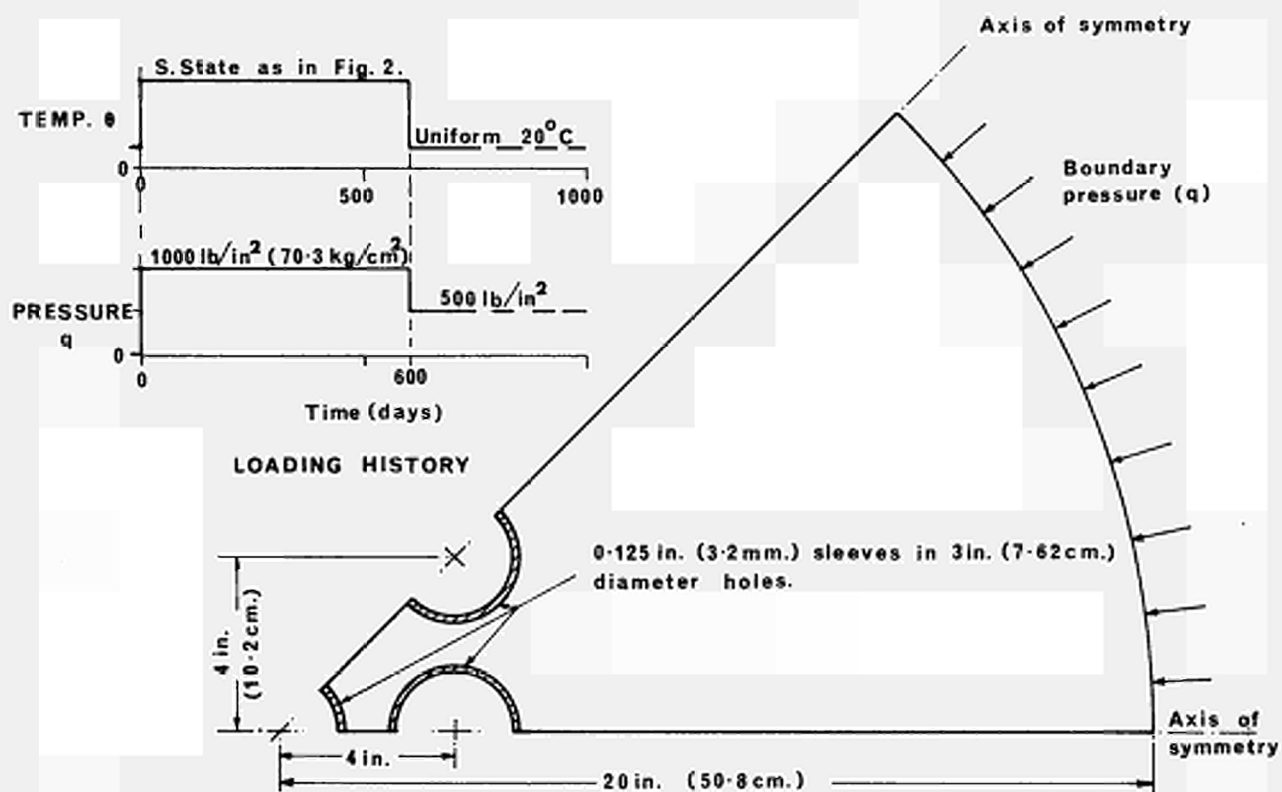


Figure 1. Plan view of slab and loading history.

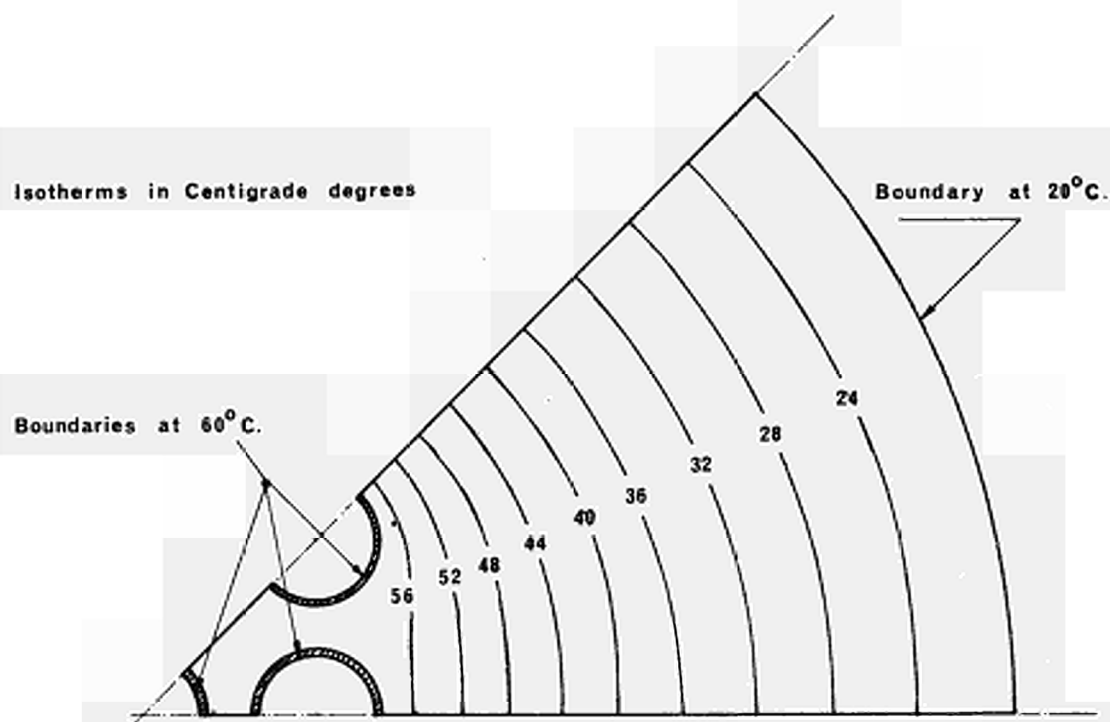


Figure 2. Steady-state temperatures in slab.

Stress in lb/in<sup>2</sup> +ve tensile

1 lb/in<sup>2</sup> = 0.0703 kg/cm<sup>2</sup>

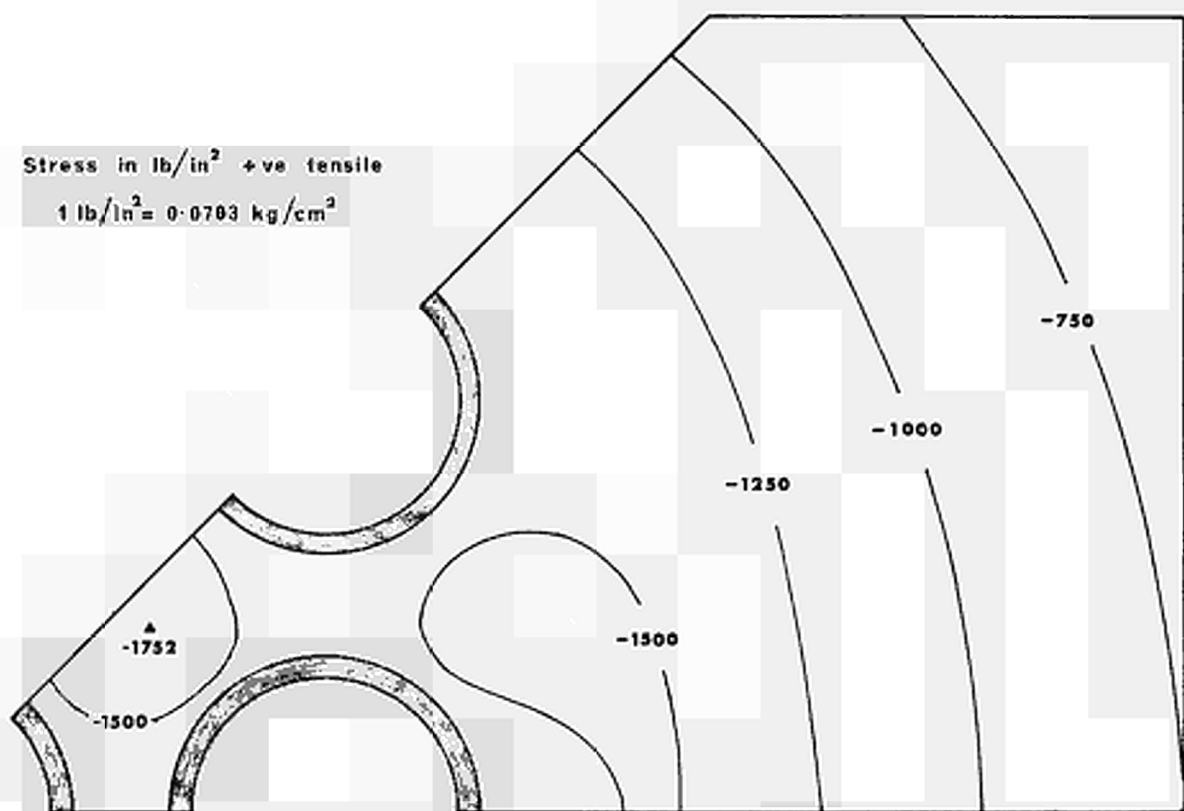


Figure 3. Maximum principal stresses on heating and loading at time = 0.

Stress in lb/in<sup>2</sup> +ve tensile

1 lb/in<sup>2</sup> = 0.0703 kg/cm<sup>2</sup>

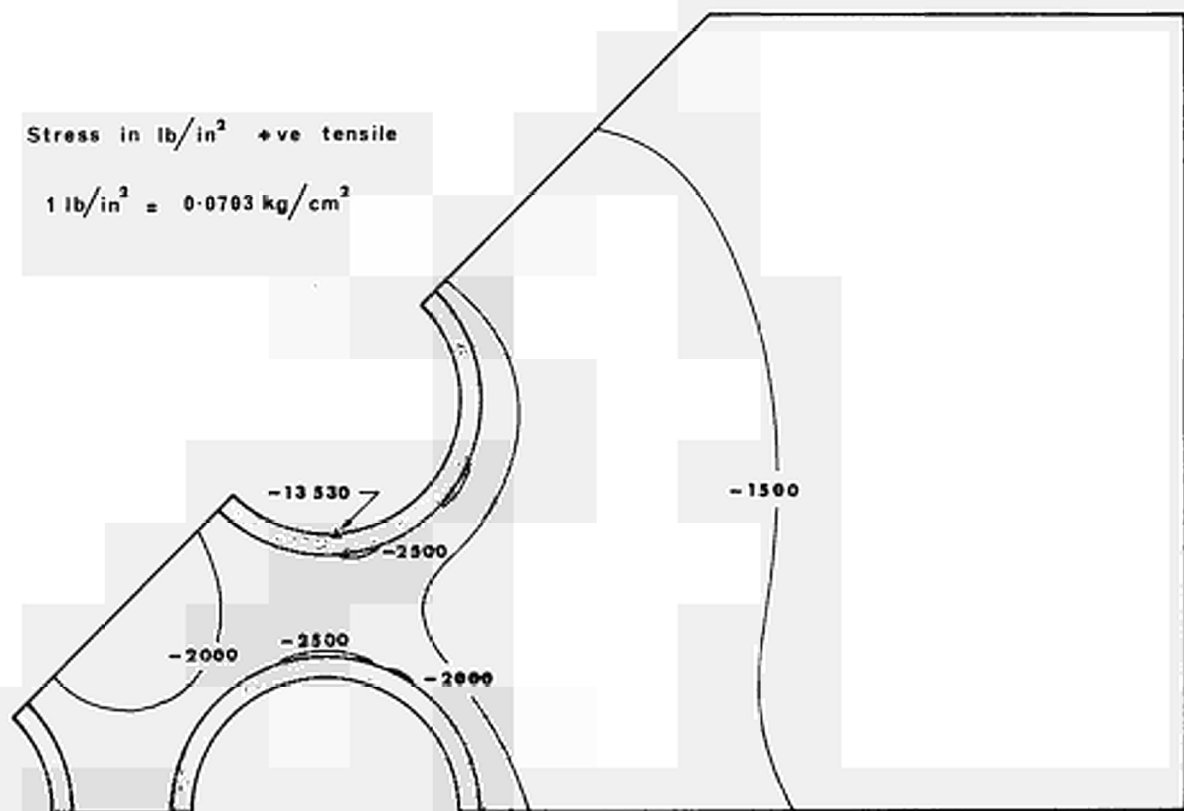


Figure 4. Minimum principal stresses on heating and loading at time = 0.

Stress in  $\text{lb/in}^2$  +ve tensile

$$1\text{lb/in}^2 = 0.0703 \text{ kg/cm}^2$$

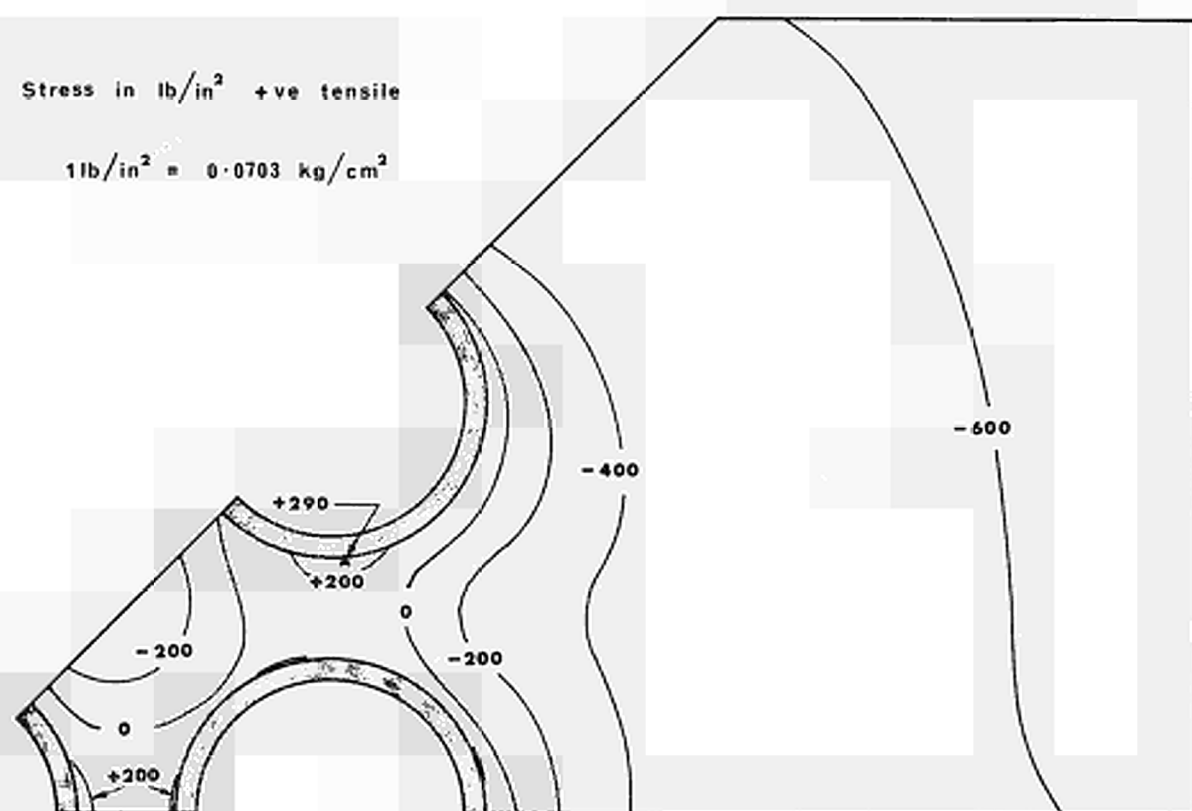


Figure 5. Maximum principal stresses on cooling at time = 600 days.

Stress in  $\text{lb/in}^2$  +ve tensile

$$1\text{lb/in}^2 = 0.0703 \text{ kg/cm}^2$$

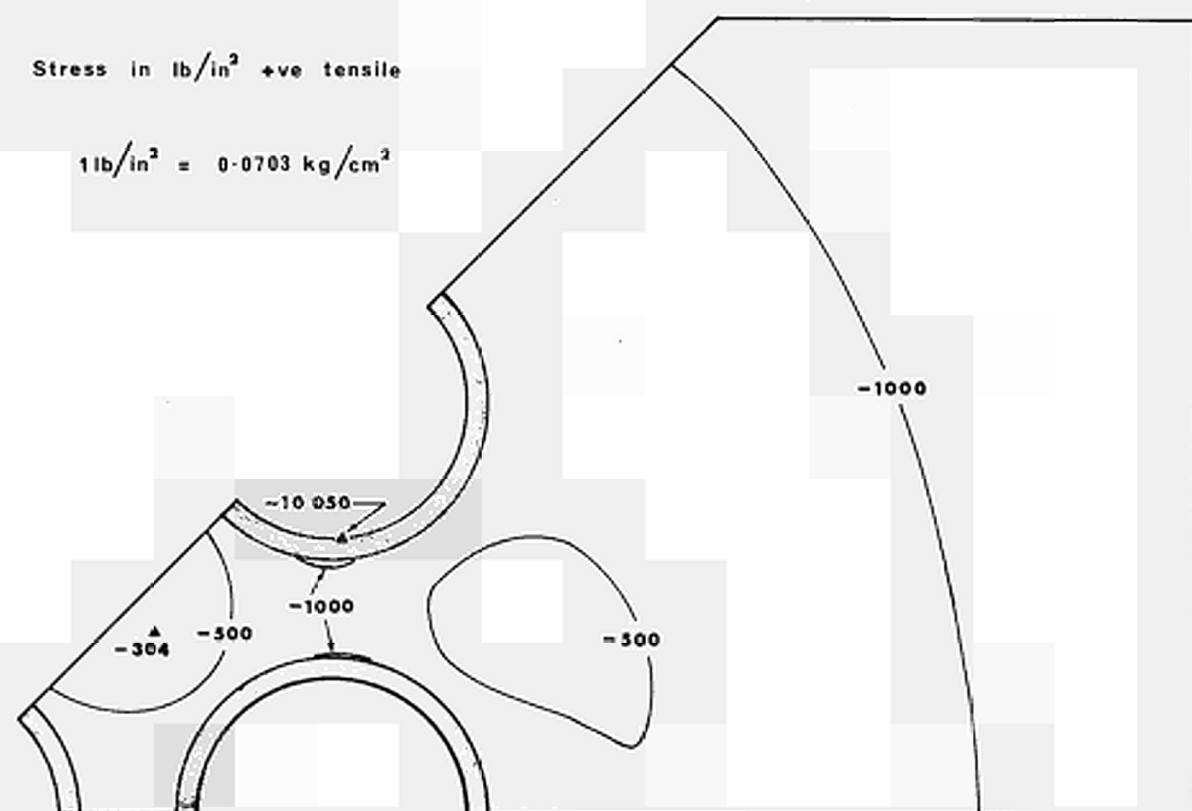


Figure 6. Minimum principal stresses on cooling at time = 600 days.



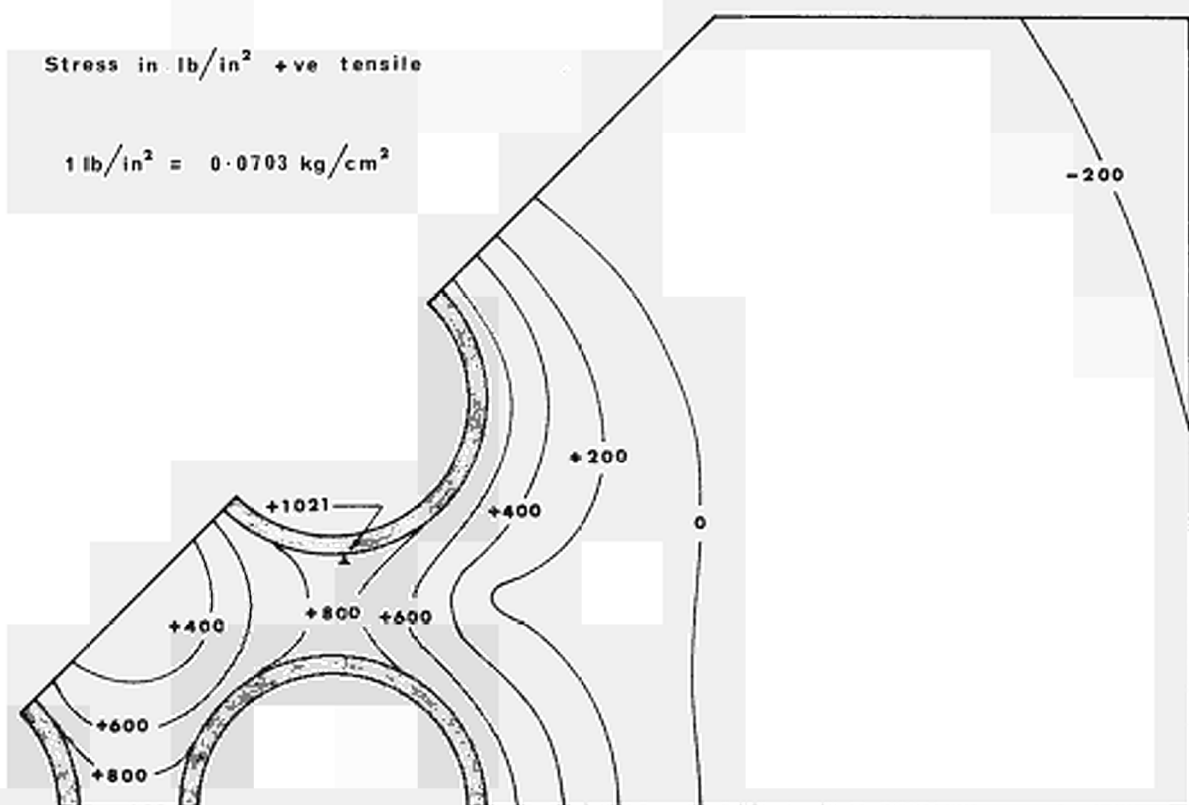


Figure 7. Maximum principal stresses on cooling and 50% load removal at 600 days.

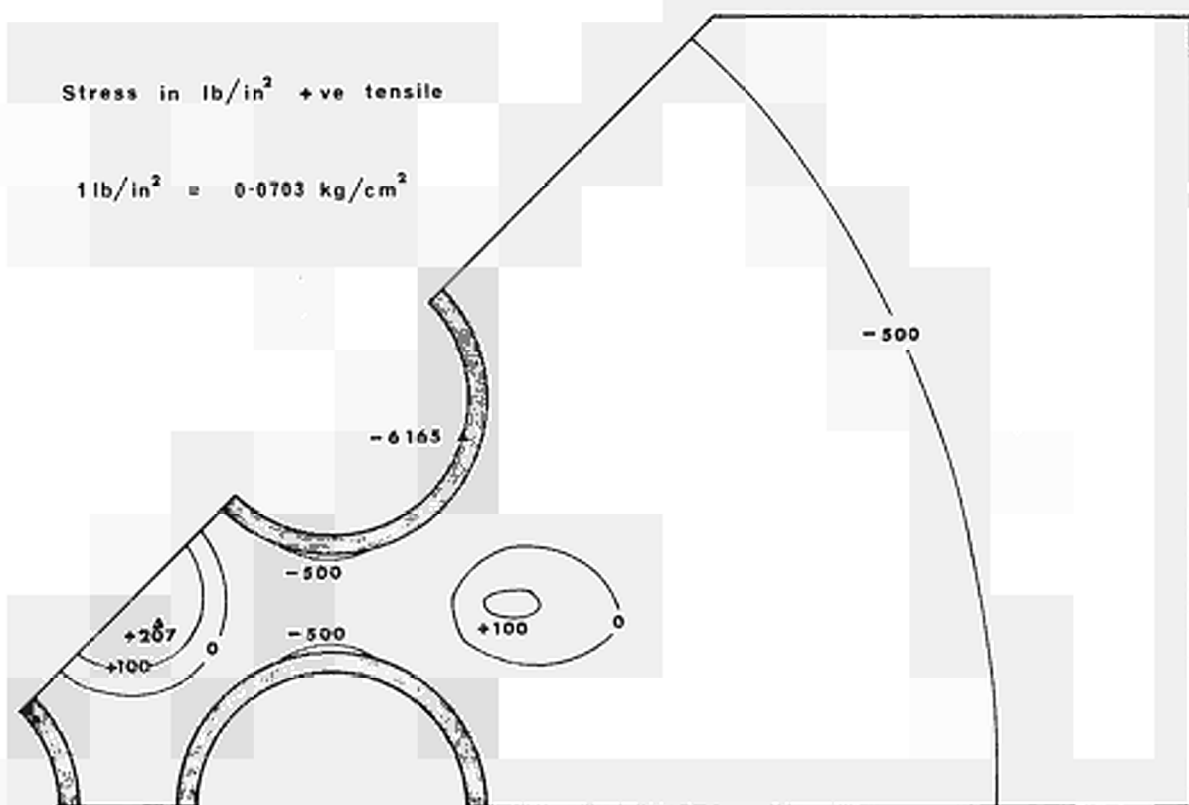


Figure 8. Minimum principal stresses on cooling and 50% load removal at 600 days.

BRUCHVERHALTEN DES BETONS IM MEHRACHSIALEN SPANNUNGSFELD

F. BREMER

Fried. Krupp GmbH Universalbau, Essen

N° 12

Moderne Berechnungsmethoden des elastischen Kontinuums benutzen für die Spannungsanalysen heute durchweg die zwei- bzw. dreidimensionale Spannungstheorie. Das viskoelastische Verhalten wird in Betracht gezogen durch die Benutzung von Sekantenmoduli oder Verwendung von Ergebnissen der theoretischen Reologie.

Ganz gleichgültig, ob die mathematischen Grundlagen der Spannungsberechnung auf der Basis der Differenzenmethode, der dynamischen Relaxation oder der Theorie der finiten Elemente beruht, sind sie soweit perfektioniert, dass Genauigkeits-schranken von  $\pm 5\%$  durchaus als gegeben zu betrachten sind.

Dies ist ein ganz beachtliches Ergebnis der Anstrengungen, zu einer zuverlässigen, sicherheitstechnischen Beurteilung und zu einer ökonomischen Konstruktion eines Spannbetondruckbehälters zu kommen. Diese Feststellung gilt bei näherer Betrachtung aber nur insoweit, wie es die Berechnungsmethoden angeht. Um die Kenntnisse der in die Sicherheitsberechnung eingehenden Werkstoffparameter, das heisst, um die Kenntnis der Festigkeitsentwicklung in Abhängigkeit von der Art des Spannungsfeldes und des Einflusses der 2. und 3.

Hauptspannung ist es bei weitem nicht so gut gestellt. Das Gleiche gilt für die nicht ausreichenden Kenntnisse der Festigkeitsentwicklung in Abhängigkeit von Materialfeuchte, Einfluss der Alterung und Einfluss der Temperatur. Will man die gleiche Sicherheit der Voraussage für das ganze Bauwerk wie für die Berechnung haben ist noch eine erhebliche Anstrengung erforderlich.

Als ich vor fast 8 Jahren begann mich systematisch mit Berechnung und Konstruktion dickwandiger Behälter zu befassen musste ich recht bald feststellen, dass die materialtechnischen Grundlagen für eine befriedigende sicherheitstechnische Untersuchung nicht vorhanden waren. In meinen weiteren Ausführungen beschränke ich mich auf die werkstofftechnologische Entwicklung und auf die aus ihren Ergebnissen zu ziehenden Folgerungen. Was sich auf diesem Gebiete der Spannungsanalyse in den letzten Jahren getan hat, ist allen wohl ausreichend bekannt.

Im Rahmen eines zwischen den europäischen Gemeinschaften und der Firma Krupp im Jahre 1963 abgeschlossenen Vertrages boten sich mir erstmalig Ansatzpunkte für theoretische und versuchstechnische Untersuchungen des Festigkeitsverhaltens des Betons im zwei- und dreiaxialen Spannungsfeld. Diese Versuche konnten später im Jahre 1965 durch finanzielle Förderung der THTR-Assoziation weitergeführt werden. Während im erstgenannten Vertrage nur tastende Versuche möglich waren, bot der letztgenannte Vertrag doch schon die Möglichkeit systematisch vorzugehen.

In der Zwischenzeit habe ich diese Untersuchungen weiterführen und auch zu einem gewissen Abschluss bringen können.

Wenn man die Literatur verfolgt, muss man feststellen, dass in allen Fällen, in denen Voruntersuchungen stattgefunden haben, ein Vergleich der Ergebnisse nicht möglich ist, weil weder die Versuchsbedingungen noch die Versuchsverfahren übereinstimmen. Die Gründe hierfür sind näherliegend. Es gab und es gibt bis heute in keinem Land der Welt eine Festlegung dieser Art, ganz zu schweigen von Festlegungen auf internationaler Basis. Von den in den einzelnen Ländern angewendeten Versuchsbedingungen ist bekannt, dass Form und Grösse der Prüfkörper von beachtlichem Einfluss auf die Messwerte sind. Dasselbe gilt für die Art der Lasteintragung in die Versuchskörper.

Meine erste Ueberlegung galt daher dem Ziel, den Einfluss der Körperform und der Körpergrösse auszuschalten. Ausgehend von der Kenntnis, dass die Festigkeit an langen Prismen gemessen kleiner ist als die Festigkeit an kurzen Prismen, ergab sich die Forderung, eine reibungsfreie Lasteintragung zu wählen. Wenn das gelingt, schaltet man den Einfluss der Prüfkörpergrösse aus und misst genau das, was man in Deutschland als die Gestaltsfestigkeit bezeichnet. Hiermit ist die wirkliche Materialfestigkeit und nicht irgendwelche Rechenwerte, wie sie sich bei bisher gebräuchlichen Prüfmethoden ergeben, gemeint. Ich darf an dieser Stelle vorwegnehmen, dass wir mit unserer Methode durch zahlreiche Vergleiche die Gestaltsfestig-

keit mit 80 bis 85 % der Würfelfestigkeit festgestellt haben. Erfahrungsgemäss ist dies genau der Prozentsatz der Abweichung der Würfelfestigkeit von der Prismenfestigkeit, an langen Zylindern gemessen.

Ueber die reibungsfreie Lasteintragung gibt es auch einige Versuche, über die in der Literatur berichtet wird. Keine dieser Vorrichtungen führt bei kritischer Betrachtung zu einem befriedigenden Ergebnis. Nachdem wir alle bekannt gewordenen und eigene Ueberlegungen in grosser Zahl miteinander verglichen haben, berichte ich nun über die Lasteintragung, die wir als bisher die beste gefunden haben, und die wir auch seit 1965 ausschliesslich benutzen.

Es muss erreicht werden, dass die Lasteintragung in der Kontaktfuge reibungsfrei erfolgt.

(Bild 1) Benutzt werden zur Verhinderung der Reibung 12 Lagen Aluminiumfolien mit einer Dicke von 0,1 mm. Zwischen jeder Föllenlage ist eine sehr dünne Schicht Molybdäudisulfit aufgetragen. Die so erzielten Restreibungskräfte sind nach Bild 1 nicht grösser als 0,1 % der gleichzeitig vorhandenen Normaldruckspannung.

Es könnte gegen die Benutzung solch eines Folienpaketes von etwa 1,5 mm Dicke in unbelasteter Form eingewendet werden, dass man eine relativ weiche Zwischenschicht hat, die sich auf die Oberfläche des Prüfkörpers vorzugsweise gegen die offenliegenden Flächen der harten Zuschlagstoffe abstützt und somit die Fläche nicht gleichmässig

belastet wird. Hierdurch könnten Spaltkräfte in Querrichtung zur Normalspannung entstehen. Es könnte auch weiter eingewendet werden, dass die Metallfolien infolge ihrer Zugfestigkeiten Reibungskräfte in unkontrollierter Grösse erzeugen. Gegen beide möglichen Einwendungen sprechen jedoch unsere experimentellen Erfahrungen.

Festgestellt wurde, dass bereits bei sehr kleiner Druckspannung das Folienpaket sehr hart wird. Nach dem Ausbau eines zu Bruch gegangenen Probekörpers stellt man ausserdem fest, dass die unteren, das heisst, die dem Beton zugewendeten ersten Folienlagen in sehr kleine Stücke zerrissen worden sind. Dies und die typischen Bruchbilder beweisen, dass tatsächlich keinerlei Reibungskräfte mehr vorhanden sind. (Bild 2)

Ein typisches Bruchbild ist auf Bild 2 zu sehen. Man erkennt, dass es sich um ausgesprochene Trennbrüche handelt und die Geradheit der Bruchfläche deutet darauf hin, dass an keiner Stelle Schubspannungen auftreten. Im Gegensatz dazu erinnere ich an die bekannten Bruchformen bei Bruchtests üblicher Art, die alle durch schiefe Hauptzugspannungen erzeugt werden.

Wenn man in einem Probekörper ebene und räumliche Spannungszustände darstellen will, bei denen das Verhältnis der Spannungen zueinander variabel sein soll, kann man die Festigkeitsuntersuchungen nur an kubischen Prismen durchführen. Solange es sich um die Erzeugung von Druckspannungsfeldern handelt, ist die Versuchstechnik bei Benutzung der soeben beschriebenen Gleitfolien sicher. Will man

Jedoch auch gleichzeitig in ein oder zwei Richtungen Zugspannungen erzeugen, wird die Versuchstechnik wesentlich problematischer. Es gibt hierzu in Deutschland und in einigen anderen Ländern Versuche. Alle mir hier zugänglichen Erfahrungsberichte schienen auch nicht genügend befriedigend zu sein. Ich habe deshalb Reihenuntersuchungen dazu durchführen lassen und möchte auch hierzu die Methode bekannt geben, die wir mit grossem Erfolg, wie wir glauben, seit einigen Jahren anwenden.

Die Oberfläche des Prüfkörpers und eine genauso grosse, ausserordentlich biegesteife Stahlplatte werden mit Hilfe eines Epoxydklebers zugfest miteinander verbunden. Wichtig ist, dass die Schichtdicke der Klebung im Zusammenhang mit der Querkontraktion des Kleberharzes ebenfalls keine Querkräfte (Schubkräfte) in der Lasteintragungsfläche der Zugspannung erzeugen. (Bild 3)

Als Kleber verwenden wir ein Epoxydharz der Type 1471 der Firma Farbenkraut in Darmstadt. Aus dem Diagramm des Bildes 3 ist erkennbar, dass die grösste Zugfestigkeit im einachsialen Zugversuch erreicht wird, wenn mit der beschriebenen Harztype die Schichtdicke genau 2,5 mm beträgt. Die mit dieser Anordnung im einachsialen Zugversuch gemessene Zugfestigkeit des Betons beträgt 90 % der am langen Betonprisma gemessenen Zugfestigkeit. Das bedeutet, dass wir bei allen unseren Ergebnissen, soweit es sich um Zugdruckspannungsfelder handelt, etwas auf der sicheren Seite liegen müssen.

Die Vorbehandlung der Prüfkörper muss auch wesent-



lich sorgfältiger und umfassender sein, als man es von üblichen einachsialen Bruchversuchen gewohnt ist. Die Würfel stellen wir in Stahlformen mit den Kantenlängen  $106 \times 106 \times 106$  mm her. Mit einer Planparallelschleifmaschine unter Benutzung von Diamantscheiben werden alle Seiten des Würfels um 3 mm abgeschliffen, so dass jeder Würfel eine exakte Aussenabmessung von  $100 \times 100 \times 100$  mm für den Versuch hat. Diese Massnahme ist ausserordentlich wichtig, weil es nur so möglich ist, die erfahrungsgemäss geringeren Betonfestigkeiten der äussersten Randzone zu entfernen und vor allen Dingen aber, um die Planparallelität der Druckflächen zu gewährleisten. Die Maschine, die wir benutzen, erlaubt es, bei 100 mm Länge die Planparallelität mit einer grössten Abweichung von  $2/100$  mm zu erreichen.

Wenn man im Versuch die reibungsfreie Lasteintragung erreicht, spielt, primär gesehen, die Grösse der Versuchskörper keine Rolle mehr. Es ist nur noch von Bedeutung, die Grösse der Zuschlagstoffe zu limitieren. In allen unseren Versuchen beschränken wir uns auf ein Grösstkorn von 20 mm.

Wie solch eine Maschine, die beliebige Spannungsfelder erzeugen soll, aussehen müsste, dazu hatten wir keinerlei Vorbild. Nach eigenen Entwürfen wurde überwiegend in eigenen Werkstätten eine Maschine gebaut. Die Einzelheiten hierzu sind aus den Bildern 5, 5 und 6 zu sehen.

Ihre Funktion und ihre Leistungsfähigkeit werden nachfolgend kurz beschrieben:

In 3 Achsen des Raumes werden auf hydraulischem Wege die Kräfte erzeugt. Die Druckerzeugung erfolgt durch Hochdruckpumpen von Bosch, die in ihrer Fördermenge regelbar sind. Jeder Kanal hat eine eigene Pumpe und einen eigenen Antrieb. Die Kraftmessung erfolgt elektrisch mit Kraftmessdosen und zur Kontrolle optisch mit Feinmessmanometern. Die Registrierung der drei Kraftkanäle erfolgt gleichzeitig auf einem Dreikanal-Linienschreiber. Die Spannungsverhältnisse werden zunächst vorgewählt und dann am Prüfkörper mit sehr hoher Genauigkeit nachgefahren. Der Brucheintritt ist eindeutig dadurch zu erkennen, dass in mindestens einer der Kraftrichtungen ein schlagartiger Kraftabfall entsteht, der sich als ein waagerechter Querschrieb auf dem Diagramm darstellt. Ein Beispiel solch eines Schriebes zeigt Bild 7. Die Auflagerung der Prüfkörper bzw. die Einleitung der Kräfte erfolgt durch kardanische Lagerung, wodurch Aussermittigkeiten ausgeschlossen sind.

Sämtliche Brüche traten im ebenen Spannungszustand grundsätzlich in der Spannungsfreien Richtung ein und beim räumlichen Spannungszustand in der Richtung die die geringste Druckspannung hat oder selbstverständlich in der Richtung, in der eine Zugspannung vorhanden war. Es handelt sich also bei der Zerstörung des Betons ausschliesslich um Dehnungsbrüche, und nicht um Spannungsbrüche.

Dies ist eine sehr wichtige Erkenntnis für zukünftige Sicherheitsbetrachtungen der Druckbehälter.

Ich muss noch erwähnen, dass alle Ergebnisse zur

Festigkeitsentwicklung, die wir hier bekannt geben, nur für einen kalzitischen Beton der Güte B 450 in der Definition der DIN 1045 Gültigkeit haben. Für den Grad der Festigkeitsveränderung gegenüber der einachsialen Gestaltsfestigkeit ist ein massgebender Faktor die räumliche Dehnfähigkeit der Zuschlagstoffe und des erhärteten Zementsteines und das Verhältnis beider Werte zueinander. Es sind also für Betons mit anderen Zuschlagstoffen als kalzitischen und anderer Güte andere Festigkeitsveränderungen zu erwarten.

Bild 8 zeigt die relative Festigkeitsveränderung im ebenen und räumlichen Druckspannungszustand gegenüber der einachsialen Druckfestigkeit.

Bild 9 zeigt die ebene Festigkeitsentwicklung, wenn in einer Achse Druckspannungen und in der anderen Achse Zugspannungen vorhanden sind. Der geradlinige Verlauf dieser Kurve ist ein Beweis dafür, dass der Verformungsbruch als Grundlage der Bruchhypothese anzusehen ist, denn ein Dehnungszuwachs in Zugrichtung erfolgt linear aus der Veränderung der Druckspannung, da die Zugspannung konstant gehalten wird.

Eine Verminderung der Gestaltsfestigkeit gegenüber der einachsialen Festigkeit ist auch zu erwarten, wenn es sich um ein räumliches Spannungsfeld handelt, in dem 2 Achsen unter Druckspannung stehen und in der 3. Achse eine Zugspannung vorhanden ist. Nur ist kein so einfacher Zusammenhang zu erwarten, wie es im ebenen Druckzugspannungsfeld der Fall ist, weil die Dehnung in der Zug-

richtung massgeblich beeinflusst wird von dem Verhältnis der 2 anderen Druckspannungen zueinander.

Die gefundenen Ergebnisse bestätigten die geäusserten Vermutungen. Bild 10 zeigt die Festigkeitsentwicklung in dem eben beschriebenen räumlichen Spannungszustand. Es ist hier, wie im ebenen Spannungszustand, eine schnell abnehmende Festigkeitsveränderung feststellbar. Sie ist aber, wie zu vermuten war, sehr stark abhängig von dem Verhältnis der 2 gleichzeitig vorhandenen Druckspannungen zueinander.

Aus den gezeigten Ergebnissen kann man eine Hüllfläche errechnen, die räumlich gekrümmt sein muss und sämtliche Spannungsverhältnisse von der einachsialen über die zweiachsialen zur dreiachsialen Festigkeit abdeckt. Jeder Punkt dieser Hüllfläche kann durch Koordinaten beschrieben werden. Das haben wir getan und diese im Raum gekrümmte Hüllfläche in einem Modell dargestellt. Bild 11 ist ein Foto dieses räumlichen Spannungsmodelles. Die Zusammenhänge sind ~~hierdurch~~ <sup>hierdurch</sup> recht gut erkennbar. Das Modell selbst, das in der Ausstellung zu sehen ist, bietet natürlich einen noch besseren Einblick und gestattet es auch wegen der masstäblichen Darstellung, direkt die Festigkeitsveränderung abzulesen.

Aus den Ergebnissen dieser Untersuchungen muss man folgende Schlüsse ziehen:

1. Entgegen der Ansicht der klassischen

Festigkeitslehre ist die mittlere Hauptspannung von bedeutendem Einfluss auf die Festigkeit des Betons.

2. In der konventionellen Ingenieurpraxis ist es üblich, mit zulässigen Spannungen zu rechnen, die für bestimmte Spannungszustände feste Werte darstellen. Aus Gründen der Sicherheit und der Wirtschaftlichkeit ist dieser Weg bei Druckbehältern nicht gangbar.
3. Die Weiterführung der Versuche, auch für andere Betonarten, ist wünschenswert. Ebenfalls Paralleluntersuchungen bei anderen Firmen oder an anderen Instituten.

Beim Sicherheitsnachweis ist es fast überall bislang üblich, mit Hilfe der Bruchparabel an den Hauptspannungskreis und einer dazu homothetischen Kurve an den Hauptspannungskreis effektiver Spannungen über die Anstrengung des Betons die Sicherheit gegen Versagen zu ermitteln. Dieses Verfahren ist jedoch auf keinen Fall optimal, weil die Bruchhüllkurve immer aus der einachsialen Druckfestigkeit, der einachsialen Zugfestigkeit und der Schubfestigkeit des Werkstoffes ermittelt wird. Meine Untersuchungen zeigten jedoch, dass es tatsächlich unendlich viele Hüllkurven im Bruchzustand geben muss.

Nun ist eine Modifikation des üblichen Verfahrens denkbar, dessen Grundlagen auf Bild 12 zu sehen sind. Es besteht im Prinzip darin, dass man für jedes beliebige Spannungsverhältnis und jedes beliebige Spannungsfeld auf Grund der Messdaten eine Bruchkurve für die Bruchfestigkeitsparameter

$\beta_1$  und  $\beta_2$  festlegt. Dann stellt die Verbindungslinie vom Koordinatenursprung bis zum Berührungspunkt  $\%P$  der Hüllkurve mit dem Hauptspannungskreis einen Masstab für die Anstrengung des Betons im Bruchzustand dar. Zeichnet man nun für den effektiven Hauptspannungskreis mit den Parametern  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  für das gleiche Spannungsverhältnis  $\beta_1/\beta_2 = \sigma_1/\sigma_2$  und legt hieran eine zur Bruchkurve homothetische Kurve, dann ist wiederum die Verbindungslinie vom Koordinatenursprung bis zur tangentialen Berührung der Hüllkurve  $P_i$  mit dem Hauptspannungskreis ein Masstab für die effektive Anstrengung des Betons unter den gegebenen Spannungen, und das Verhältnis drückt die Sicherheit aus.

Bei näherer Betrachtung jedoch führt dieses Verfahren logischerweise zur Hauptspannungstheorie. Damit ist eigentlich der einzig vernünftige Weg zukünftiger Sicherheitsbetrachtungen vorgezeichnet. Man braucht nur den nachfolgenden Weg zu beschreiten:

Aus den Koordinaten eines beliebigen Spannungsfeldes lässt sich sehr leicht mit Hilfe der Hüllfläche die zugeordnete Gestaltsfestigkeit ermitteln. Für einen effektiven Spannungszustand braucht man nunmehr nur noch die grösste vorhandene Hauptspannung mit der grössten Hauptspannung des zugehörigen Bruchzustandes zu vergleichen und bekommt somit unmittelbar die Sicherheit. Man kann auch noch einen anderen Weg gehen, indem man von vorneherein Ausnutzungsgrade festlegt und eine zur Hüllfläche parallel um ein bestimmtes Mass verschobene zweite Fläche legt. Die effektiven

Spannungen dürfen nun nicht oberhalb dieser zweiten Spannungsfläche liegen. Das Auffinden der Spannungen in der Hüllfläche wird besonders leicht, wenn man zwischen die einzelnen Stützpunkte der Fläche Hyperboloide einschaltet. Die Interpolation innerhalb der Fläche kann dann linear in Richtung der Erzeugenden der Fläche erfolgen.

Zunächst offen bleibt die Frage, ~~in~~ <sup>in</sup> wie weit man die Ergebnisse der Festigkeitsuntersuchung benutzten will sobald neben Druckspannungen auch Zugspannungen vorhanden sind. Da man heute in Frankreich, England und Deutschland dazu ~~neigt~~, auch unter normalen Betriebsbedingungen örtlich begrenzt Zugspannungen zuzulassen, ist die Entscheidung nicht ohne Bedeutung. Grundsätzlich bieten sich zwei Wege an:

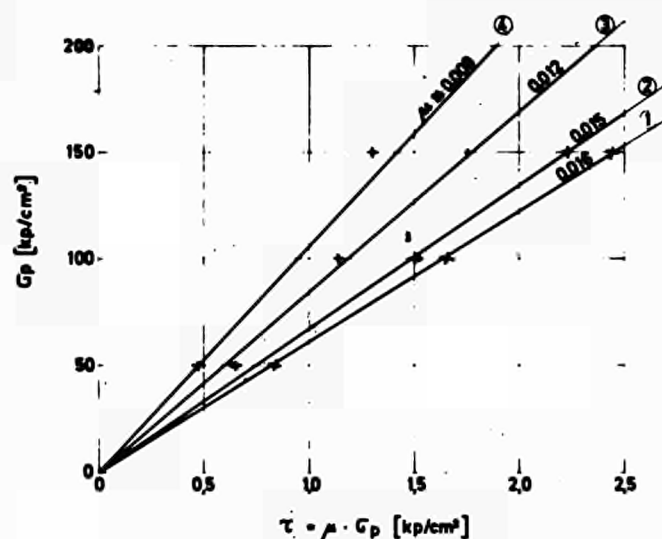
Wenn man davon ausgeht, dass alle Zugspannungsfelder durch eine schlaffe Bewehrung abzudecken sind, die so bemessen ist, dass sie die Zugkraft, die sich aus dem Zugspannungskeil ergibt, aufnehmen kann, dann kann man sich auf den Standpunkt stellen, dass in solch einem Falle einfach die Zugspannung im Beton nicht mehr vorhanden ist und man bezüglich der Sicherheitsbetrachtung oder der Ausnützung des Werkstoffes auf den nächst niederen Spannungszustand zurückgeht. Bedingung wäre nur, dass die Spannung in der eingelegten schlaffen Bewehrung unterhalb des Elastizitätslimites des Stahls liegt. Der Baukörper wird sich dann weiterhin voll elastisch verhalten. Untersuchungen haben gezeigt, dass in solch einem

Fälle sich durchweg unwahrscheinlich hohe Sicherheiten im Bauwerk ergeben.

Der andere Weg wäre, die Sicherheiten so zu berechnen, wie es rein spannungstheoretisch von mir vorhin angedeutet worden ist. Das hat jedoch zur Folge, dass die effektiven Sicherheiten grösser sein müssen als die rechnerischen, weil durch die eingelegte Bewehrung infolge Behinderung der Dehnung höhere Gestaltsfestigkeiten vorhanden sein müssen. Wie hoch diese dann sind, darüber gibt es meines Wissens noch keinerlei Untersuchungen. Lediglich in orientierenden Versuchen konnte ich feststellen lassen, dass bereits bei einer Bewehrung, deren Querschnitt 0,5 % der Biegezugzone entspricht, bei gleichen Spannungen die Dehnung auf etwa 80 % des unbewehrten Betons zurückgeht und bei 1 % Bewehrung auf etwa 65 %. Wenn man unterstellt, dass auch im räumlichen Spannungszustand in erster Näherung die Festigkeit linear der Dehnung ist, ergeben sich hieraus schon ganz beachtliche Festigkeitszunahmen. Es kann jedoch nicht Gegenstand des heutigen Referates sein, dieses Thema umfassend zu behandeln. Ich bin der Meinung, dies sollte auch mehr auf europäischer Basis geschehen. Ich darf zum Schluss feststellen, dass ich hier nur einen ersten Schritt getan habe zur Lösung des grossen Komplexes "Sicherheit und Wirtschaftlichkeit". In Deutschland hat sich das Bundesministerium für wissenschaftliche Forschung den Empfehlungen eines Expertenausschusses angeschlossen und die Weiterführung dieser Versuche in grösserem Rahmen uns übertragen. Diese Untersuchungen werden



durchgeführt im Zusammenhang mit einem umfangreichen, von der Bundesrepublik Deutschland geförderten Forschungs- und Entwicklungsprogrammes, das zum Ziel hat, die Grundlagen für Spannbetondruckbehälter für die Nukleartechnik zu vertiefen und darüber hinaus typengebundene Entwicklung zu betreiben. Parallel zu meinen kommenden Versuchen werden Kontrolluntersuchungen durch die Bundesanstalt für Materialprüfung in Berlin angestellt. Eine wesentliche Erweiterung erfahren die Versuche durch die Hinzunahme der Aufnahme und der Messung des Verformungsverhaltens. Nur so ist es möglich, in Zukunft zu einer allgemein gültigen Bruchtheorie des Betons kommen zu können. Der Umfang des neuen Testprogrammes ist aus Bild 13 zu ersehen.



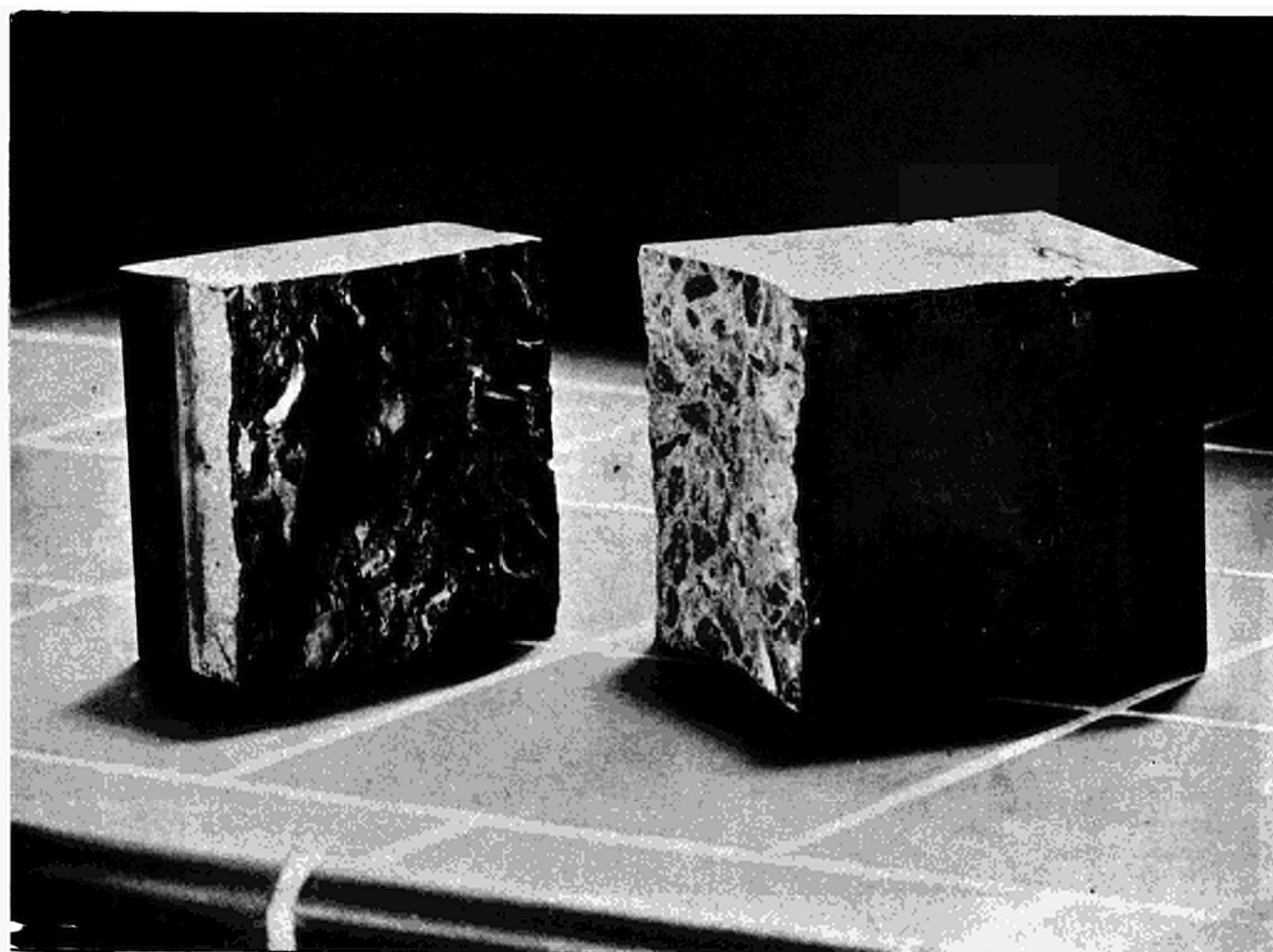
- ① ② Prüfkörper in bearbeiteten Stahlformen hergestellt.
- ③ ④ Prüfkörper wie vor, jedoch zusätzlich mit Diamantscheibe geschliffen.
- ① ③ Reibung in der Ruhe.
- ② ④ Reibung in der Bewegung.

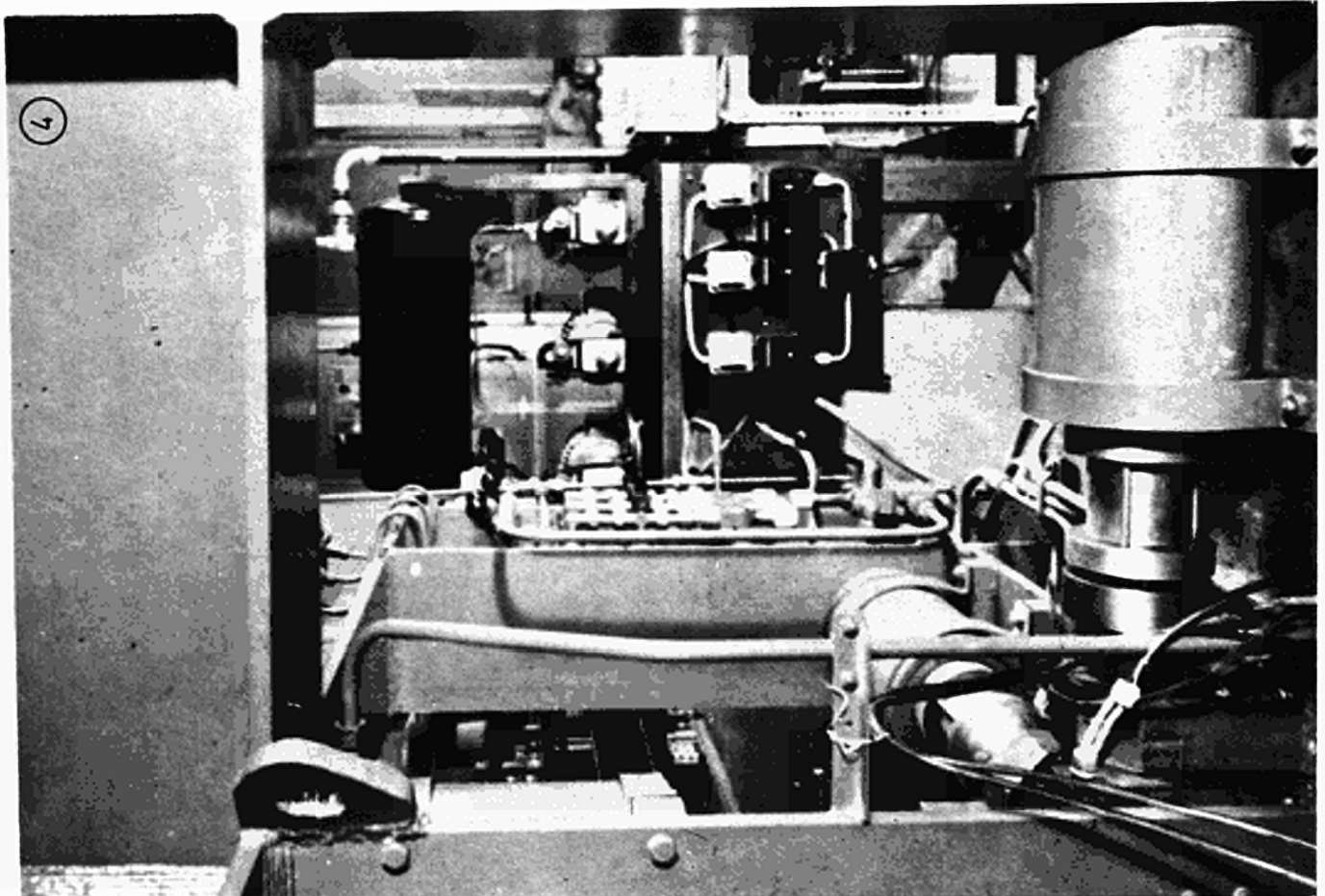
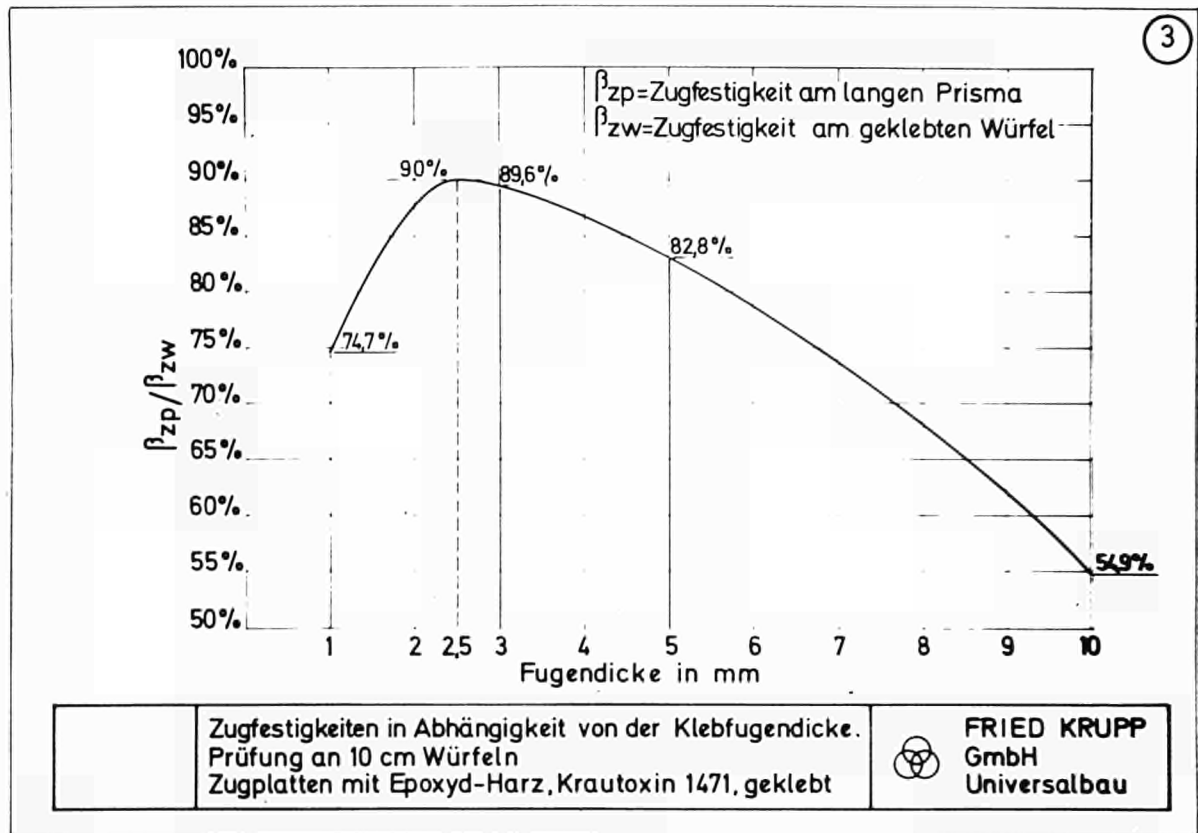
Anmerkung:

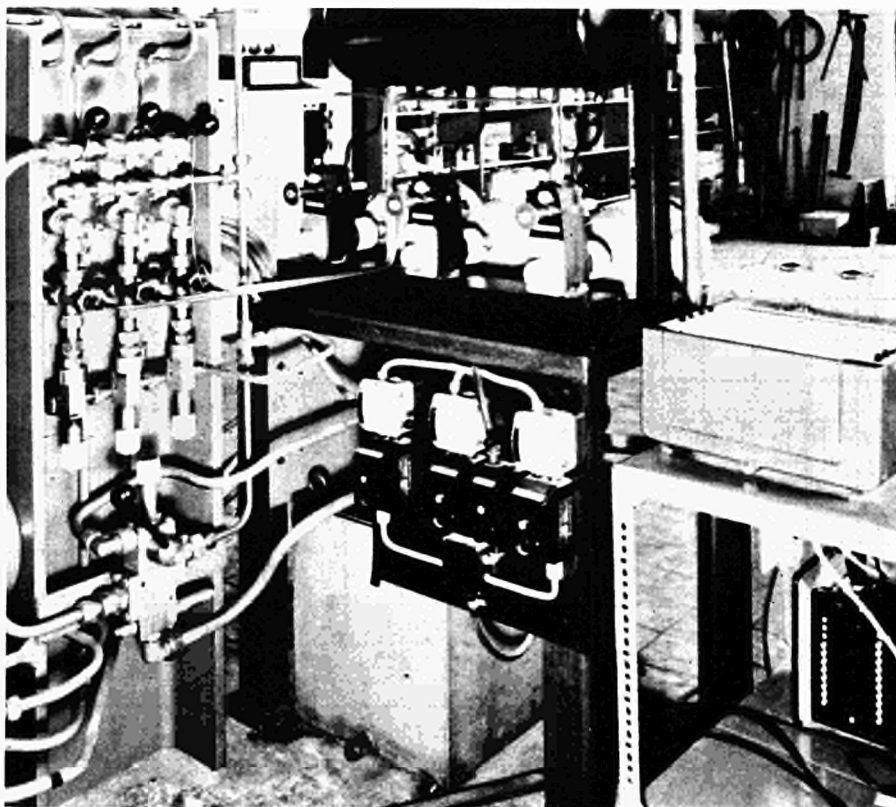
Als Gleitschicht je Lagerfläche 12 Alu-Folien  $t=0,1$  mm mit Molybdänsulfid.

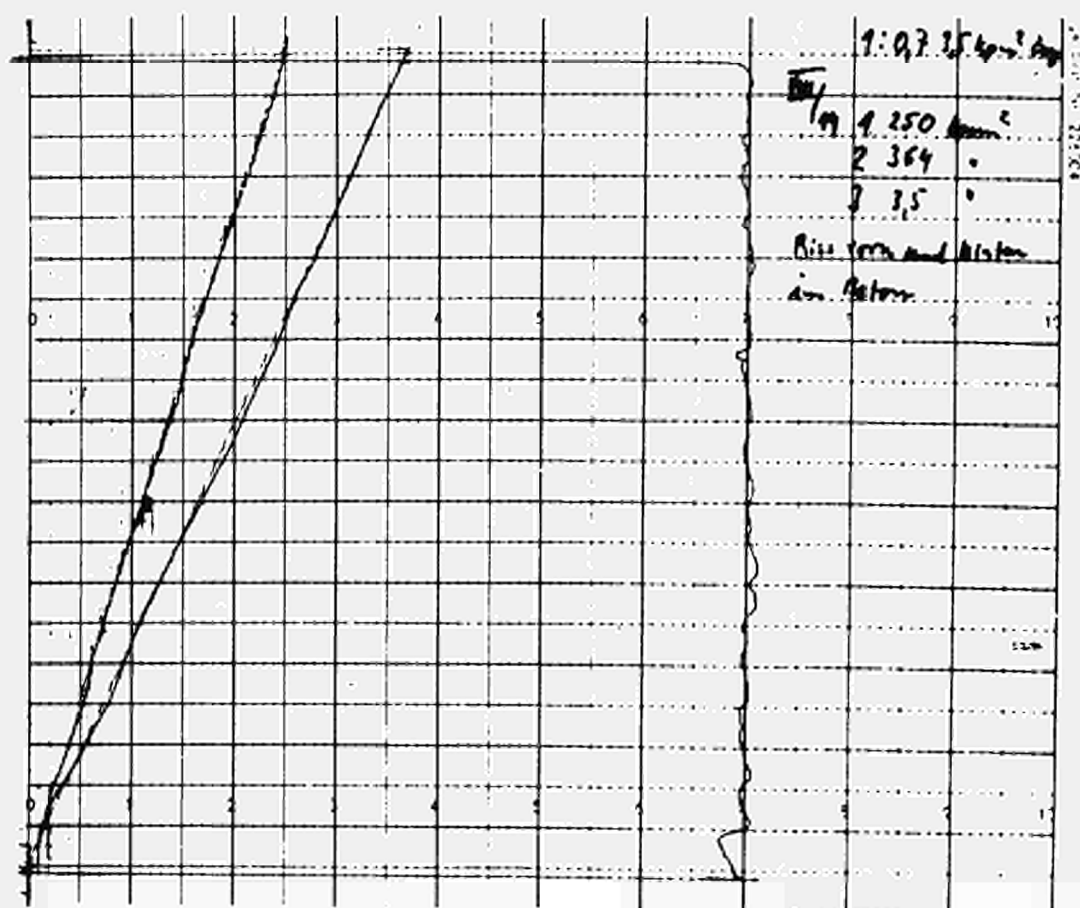
Jeder Meßwert ist der Mittelwert aus 6 Einzelmessungen.

1968	REIBUNGSWERTE AN WÜRFELN MIT 10cm KANTENLÄNGE	7
58	FRIED. KRUPP GMBH UNIVERSALBAU	



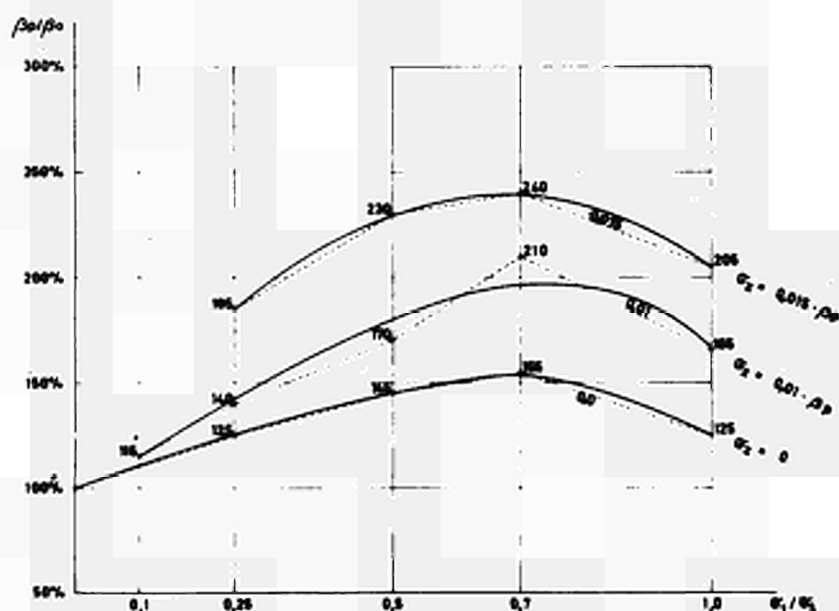






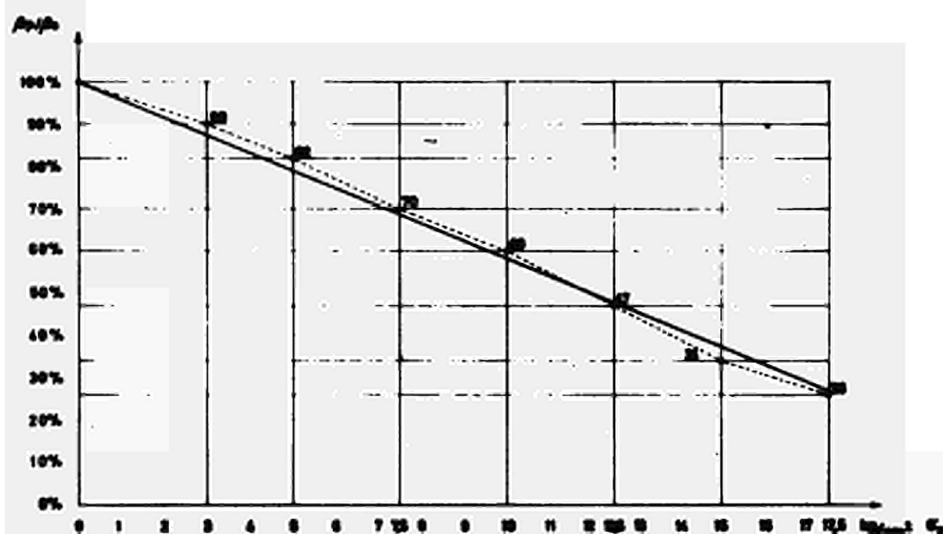
8

## DRUCK - DRUCK - DRUCK



DRUCK - ZUG

9



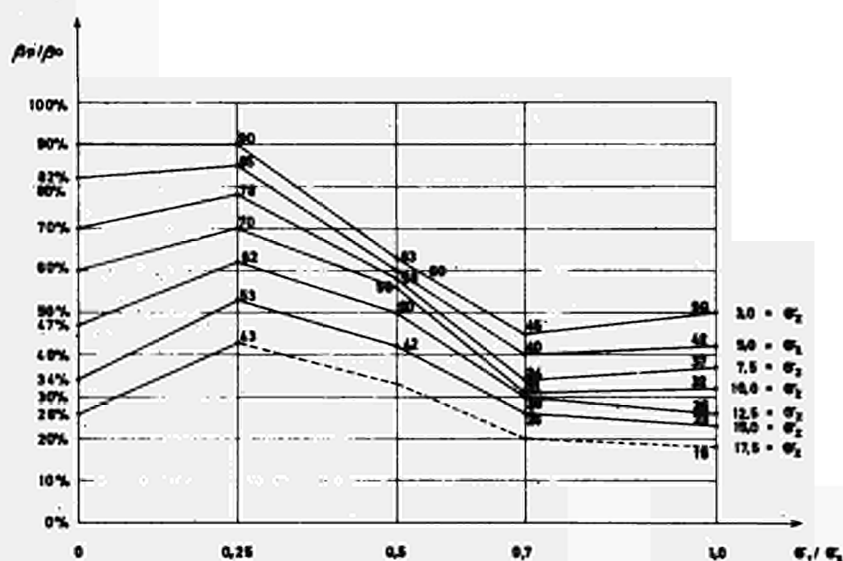
1968  
62

GESTALTFESTIGKEIT DES BETONS BEI EBENER DRUCK-ZUG BEANSPRUCHUNG  
FRIED. KRUPP GMBH UNIVERSALBAU

11

DRUCK - DRUCK - ZUG

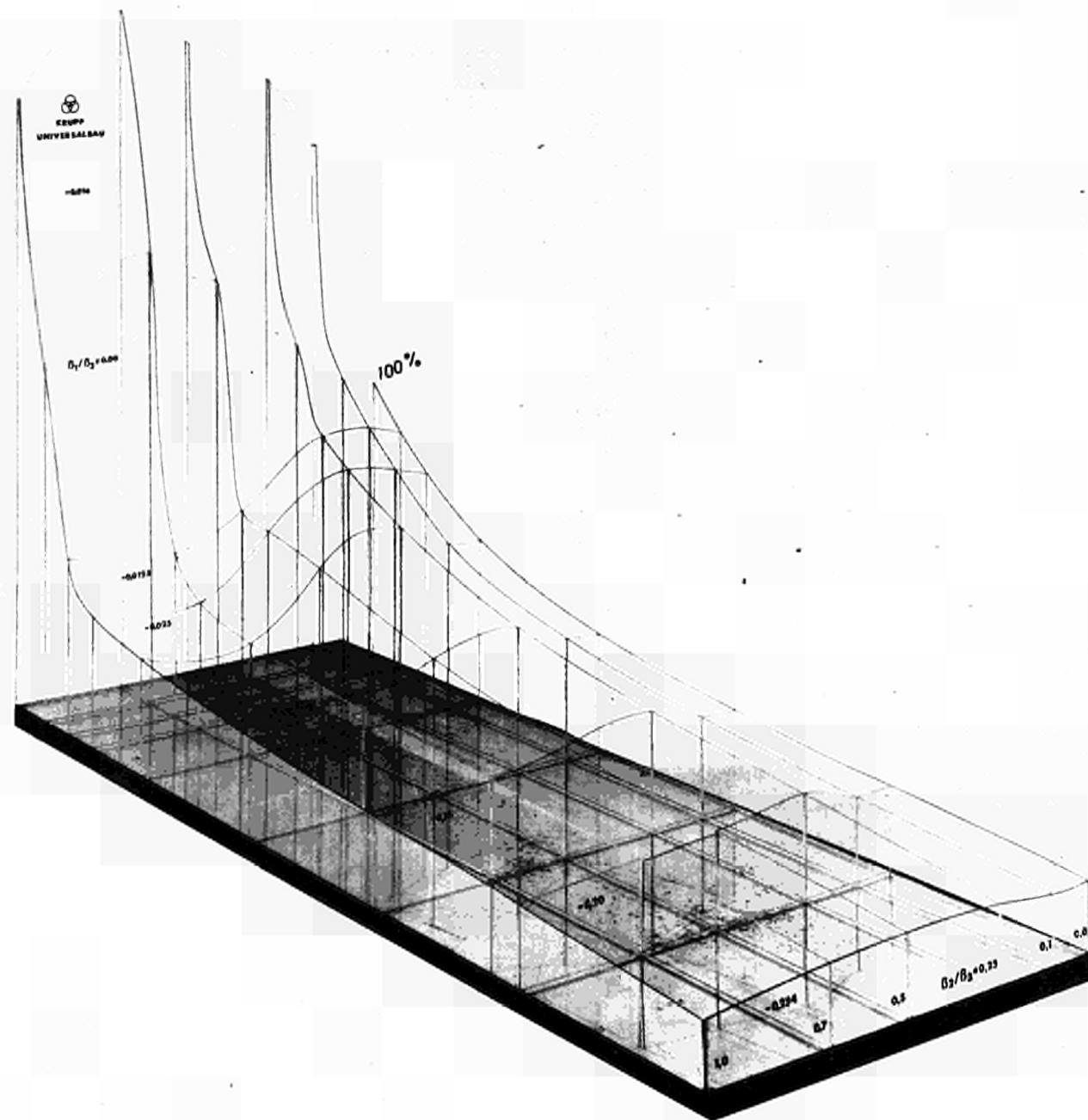
10



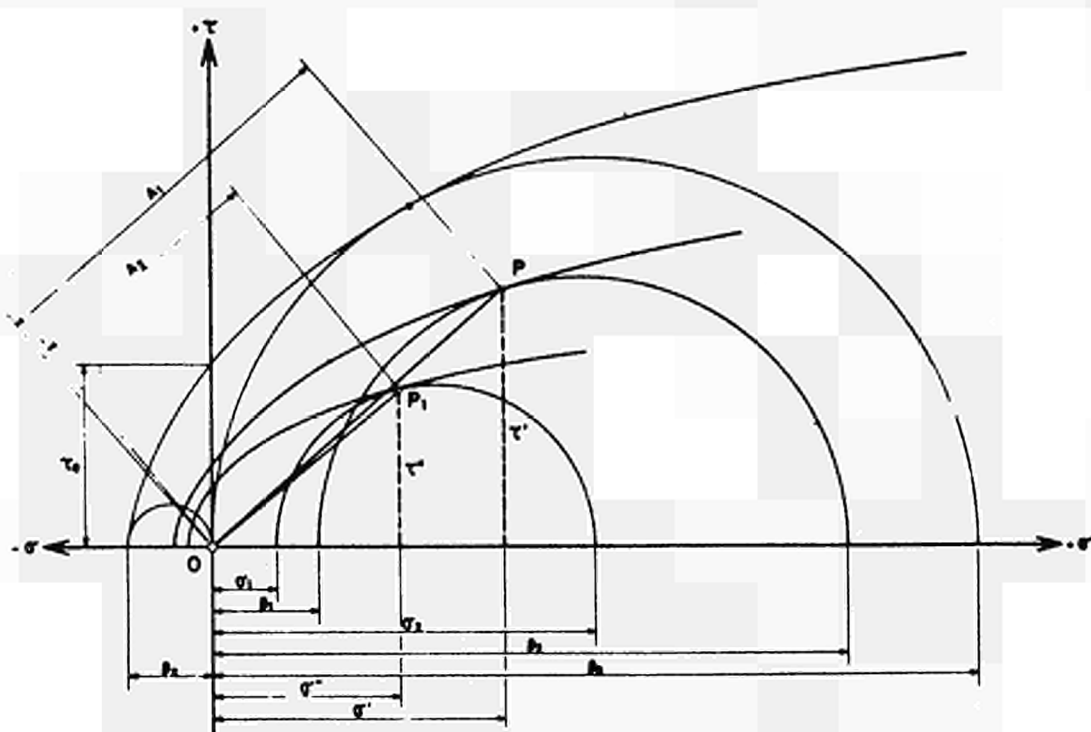
1968  
64

GESTALTFESTIGKEIT DES BETONS BEI DREIACHSIALER KOMBINierter DRUCK-ZUG BEANSPRUCHUNG  
FRIED. KRUPP GMBH UNIVERSALBAU

13



12



1968

61

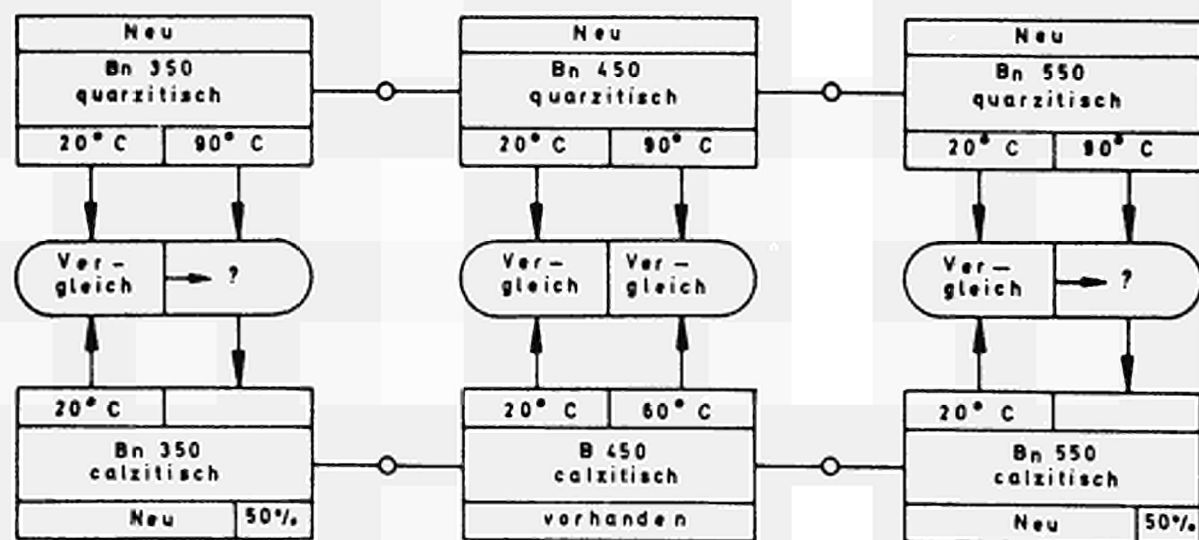
NEUER VORSCHLAG ZUR BRUCHSICHERHEITSRECHNUNG

FRIED. KRUPP GMBH UNIVERSALBAU

16

13

### Programm B



? = eventuelle Extrapolation





MOISTURE MEASUREMENTS IN MASS CONCRETE

I.W. HORNBY

Central Electricity Research Laboratories  
Leatherhead, England

N° 13

## Introduction

Moisture in concrete has an important influence on many factors affecting the design of certain concrete structures. These factors include shrinkage strains, creep stresses and material properties such as thermal conductivity, strength and elastic moduli.

In the design of many structures, moisture distributions are assumed to be uniform and constant values are taken for moisture dependant properties such as shrinkage strains. For example the British Code of Practice 115 suggests strains of  $2 \times 10^{-4}$  for post tensioned structures. This is not a serious approximation for structures with small sections but can cause significant errors when a mass structure under a thermal gradient is considered. Structures such as the prestressed concrete pressure vessels are obvious examples where a constant moisture content should not be assumed. It is possible for moisture gradients to develop with time in these structures and differential shrinkage can lead to high tensile stresses and consequent cracking. It is therefore important to know the moisture distribution and its variation with time.

Measurements have been made in biological shields and pressure vessels of the Central Electricity Generating Board in order to understand the behaviour of moisture in these structures. These measurements have been supported by laboratory experiments.

#### Method

There are several ways of measuring moisture changes in concrete and many of these are described in the 1962 RILEM bulletin(1). The methods include neutron or gamma-ray absorption microwave attenuation, a method based on the relative humidity of a cavity, or the resistance or capacitance across a small section of concrete. The first two methods are unsuitable for large concrete sections, particularly when access is limited to one face only. The most promising method appeared to be one based on the measurement of electrical conductivity of the concrete between two electrodes. Discussions with the Building Research Station at Garston who were also using this method, confirmed our views, and a gauge has therefore been designed based on this principle. It consists of two concentric cylinders of brass, the outer cylinder being 50mm. x 36mm. internal diameter and is perforated with 9mm diameter holes to give free access for moisture (Fig.1). The annular space formed by the two cylinders is filled with a 2:1 sand/cement mix with a water cement ratio of 0.4. After casting, the gauges are cured under water for 7 days and then given 10 daily cycles between 105°C. in an oven and 20°C. under water. It was hoped that this cycling would speed up the hydration of the cement and hence make the gauge reasonably stable.

By allowing a wet gauge to dry slowly and measuring weight and electrical conductivity at intervals, a calibration for the gauge is obtained. Fig. 2 shows a typical calibration.

When one of these gauges is placed in a mass of concrete its moisture content will reach equilibrium with the surrounding concrete. Both will be at the same moisture potential but not necessarily at the same moisture content. It has been assumed that, for the concretes used, these quantities are equal, but it is considered that more work is necessary to establish the relationship for various mixes. This type of gauge is temperature sensitive and measurements on sealed gauges have been made to establish the temperature characteristic. The gauge also has an age characteristic and sealed control gauges are included with the active gauges in any installation. All the readings plotted in the figures have been corrected for temperature and age effects.

Readings are made using a portable conductivity bridge using a frequency of 1500 Hz. Lower frequencies have been used but should not be lower than 50 Hz.

### Installations

Gauges of the type described have been installed in the biological shields at Hinkley Point and in the pressure vessels at Oldbury. They are also being installed in the pressure vessels of 3 further stations under construction in the United Kingdom. Gauges have also been placed across a radius of a 2m diameter block of concrete in the laboratory in order to monitor drying under constant temperature.

Recently bars of concrete 130 mm. diameter and 2.7 m long have been made and subjected to a temperature gradient of 150°C. to 25°C. These bars are sealed along their length and at their hot end, to simulate a section of a pressure vessel including the liner. Precautions are also taken to prevent any moisture travelling along the interface of the concrete and the seal. The sealing material considered most reliable was 0.1 mm copper foil and, to obtain a bond to the concrete, expanded copper mesh was soldered to this foil. The resulting sandwich was rolled to form the mould into which the concrete was poured.

### Results

Figure 3 shows the moisture losses that have occurred in the 2m diameter block in the first five years and clearly indicates the slow rate at which concrete loses moisture under ambient temperature conditions. The losses at depth greater than 600 mm. are negligible. Even at a depth of 150 mm. the loss is only 16% of the total available evaporable water. The depth to which drying penetrates supports the theoretical and experimental work of Carlson (2) who predicted drying curves for massive concrete structures, using a constant moisture diffusion coefficient. The actual shape of his curves, however, differ slightly from those in this paper. This may be due to the fact that the diffusion coefficient probably decreases as drying proceeds. A comparison with Carlson's experimental results is not feasible since he measured shrinkage strain rather than moisture content and his relationship between shrinkage and moisture is unknown.

Moisture profiles similar to those shown in fig. 3 have been recorded for the biological shields at Hinkley Point before the station became operational. When the station started up and the shield temperatures increased the drying rate changed. Figure 4 shows the effect of this increase at a position 75 mm. from the inside face

which rose in temperature to 36°C. Fig. 5 shows the drying which took place at other positions and raised to different temperatures. This temperature/moisture loss relationship is of a similar form to the temperature/diffusion constant relationship given by Hughes (3) i.e. the diffusion constant is proportional to the fourth power of temperature between 50°C. and 90°C.

The experiment using long cylinders has extended the information of drying to above 100°C. It was found that as the high temperature end dries out, a "front" is formed which slowly changes slope. The readings obtained from the moisture gauges were substantiated by cutting samples into 50 mm. slices at suitable time intervals and obtaining their moisture content by weighing. Fig. 6 shows the moisture profiles for the first 400 days obtained from moisture gauges and the profile after 170 days from a sample cut into slices.

### Discussion

The readings obtained from the moisture gauge described should be regarded as semi-quantitative. The temperature corrections that have to be applied are a large fraction of the actual measurement and reduce the discrimination of the gauge. Also, as pointed out previously, equal moisture potential has been assumed to mean equal moisture content. These two factors limit the quantitative use of the gauge. Information from these gauges has been used to estimate stress profiles and it is possible to explain cracking such as that occurring on the surface of a pressure vessel model, which was not caused by any external loading(4).

The moisture readings indicate that the drying of the massive concrete sections used in nuclear stations will continue for many years, even at the higher temperatures expected in the later stations. The effects of the profiles which will develop should be examined to confirm that no undesirable cracking will occur and the influence of moisture on other concrete properties should be taken into account.

It is now possible to undertake creep analysis of many structures but the creep data used would normally be that obtained from sealed samples (basic creep). It is possible in drying concrete for the total creep (basic creep + drying creep) to be two or three times this value. Consequently the influence of moisture changes on creep rates should be examined.

More data on the drying mechanism in concrete is still required and efforts are being made to develop a theory which fits the present measurements. When this is achieved the theory can be added to the present analysis of the stresses and movements which will occur over the total life of a pressure vessel.

### Acknowledgement

The work described was undertaken at the Central Electricity Research Laboratories, Leatherhead, England and is published with the permission of the Central Electricity Generating Board.

References

1. R.I.L.E.M. 162 Bulletin No. 15.
2. Carlson R.W. 1937 "Drying shrinkage of large concrete members"  
J. Am. Conc. Inst. 33.
3. Hughes B.B. 1966 B.J.A.P. 17 (12)
4. Hornby I.W., Verdon G.F. and Wong Y.C. "Testing the Oldbury  
Vessel Model." Conf. on Prestressed Concrete Pressure Vessels,  
March 1967. I.C.E. Lond Group 6, Paper 41.

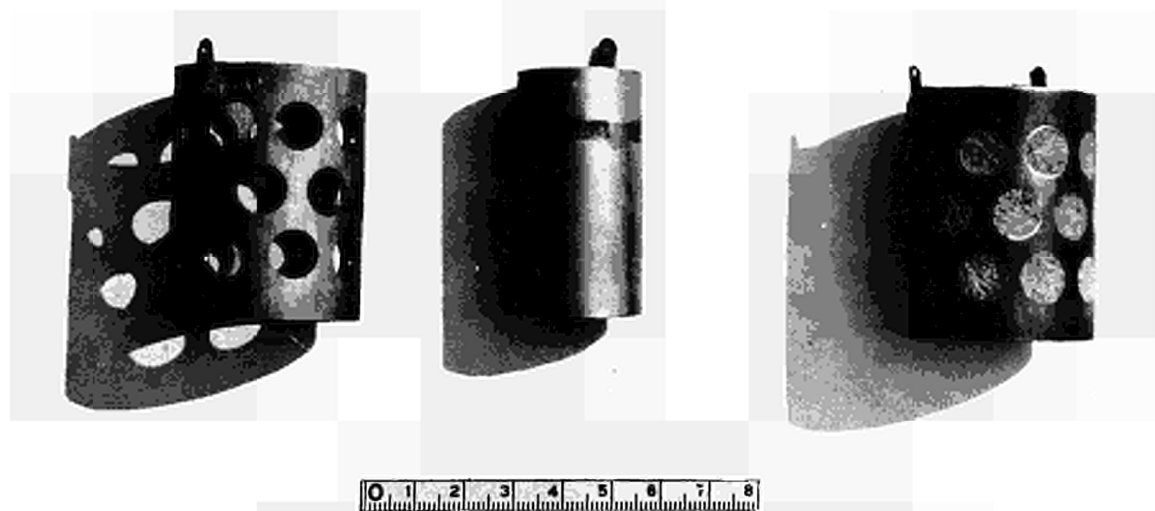


FIG.1 MOISTURE GAUGE ASSEMBLY

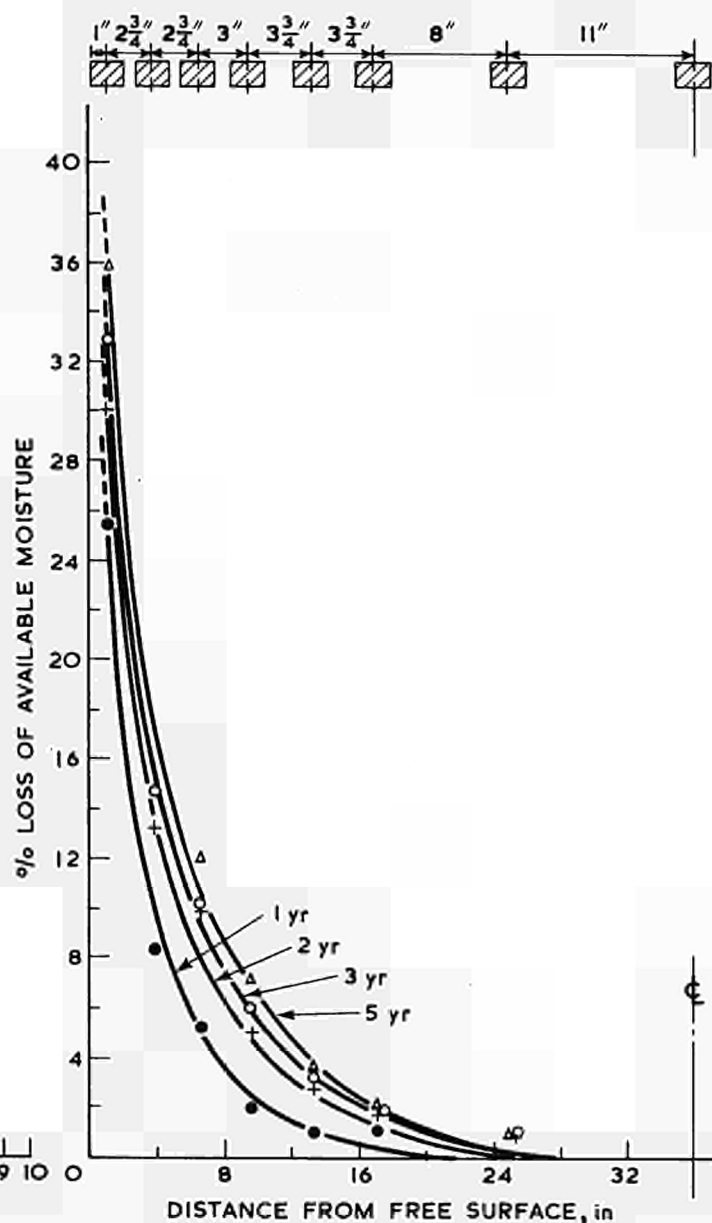
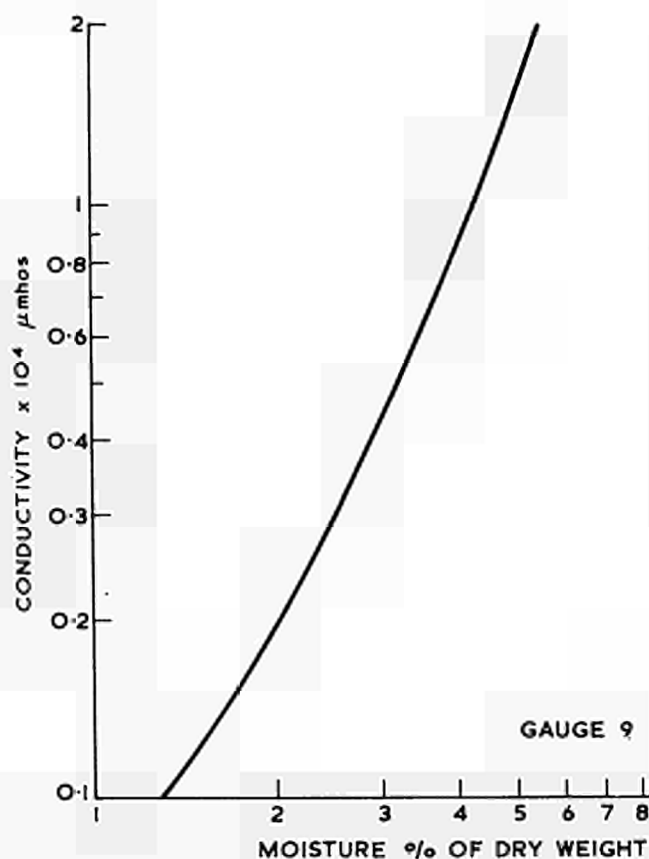


FIG.2 TYPICAL MOISTURE GAUGE CALIBRATION

FIG.3 MOISTURE PROFILES FOR LARGE CONCRETE SECTION



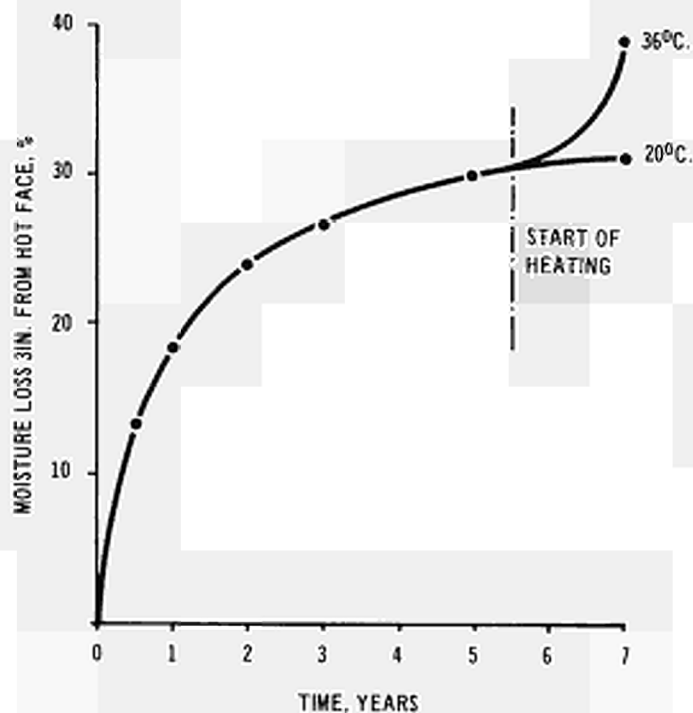


FIG. 4 RATE OF MOISTURE LOSS IN CONCRETE BIOLOGICAL SHIELD

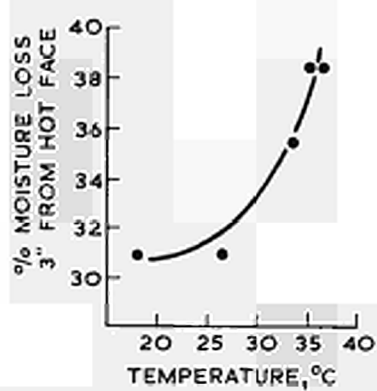


FIG. 5 MOISTURE LOSS TEMPERATURE RELATIONSHIP

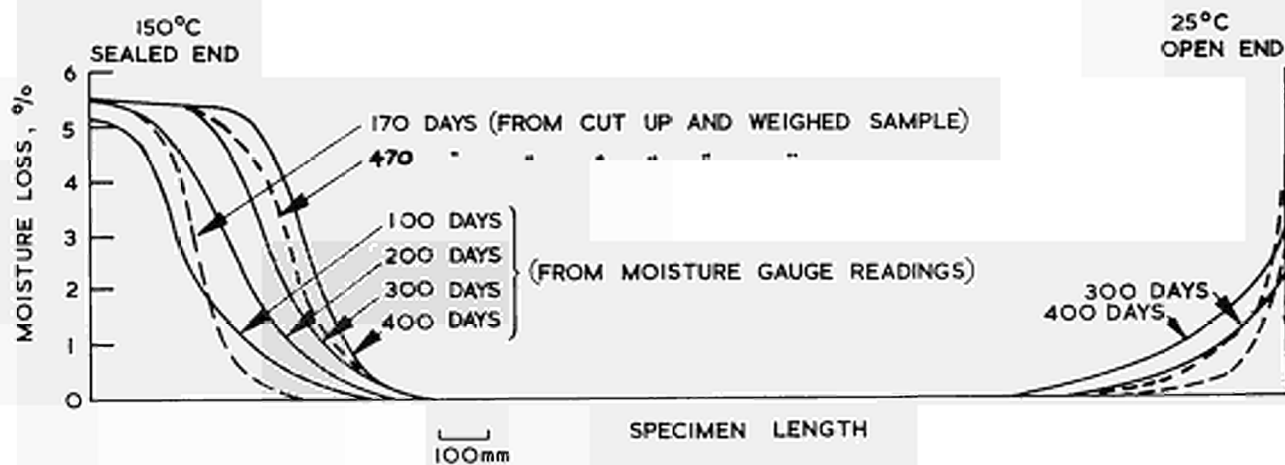


FIG. 6 MOISTURE PROFILES ALONG 2.7m SEALED CONCRETE BAR

" ETUDE DU COMPORTEMENT DU BETON SOUMIS  
A DES SOLLICITATIONS TRIAXIALES "

D. COSTES

Commissariat à l'Energie Atomique  
Centre d'Etudes Nucléaires de Saclay

N° 13a

Le Commissariat à l'Energie Atomique a demandé au laboratoire de mécanique des solides de l'Ecole Polytechnique de Paris d'analyser les propriétés de déformation et de rupture d'un béton type en état de contrainte triaxiale, la plus petite compression pouvant dépasser 500 bars et la plus grande 2000 bars.

Le but du programme est d'obtenir des lignes directrices permettant d'optimiser les dessins de structures et de rationaliser les études pratiques sur les bétons de construction. Pour ce béton type, on a choisi un micro-béton à 400 kg de ciment au  $m^3$  avec des agrégats d'une longueur maximale de 8 mm. La résistance monoaxiale est de l'ordre de 700 bars. On travaille soit sur du béton sec soit sur du béton saturé d'eau. L'éprouvette est taillée dans la masse.

#### 1ère figure

Elle est de forme tubulaire avec un diamètre externe de 36 mm, une épaisseur de 5 mm. (2e figure) On exerce une pression de fluide simultanément à l'intérieur et à l'extérieur du tube, une force axiale et un couple de torsion. On obtient ainsi dans l'ensemble de l'éprouvette, trois contraintes arbitraires différentes.

Les essais en triaxiale classique, c'est-à-dire avec deux contraintes égales, ont été corrélées de manière satisfaisante avec des essais sur éprouvettes pleines, ce qui montre que la faible épaisseur de paroi (5 mm), que nous utilisons, ne perturbe pas les résultats.

L'essai est conduit de la manière suivante : on réalise d'abord un chargement hydrostatique à la valeur de la contrainte intermédiaire, puis on agit proportionnellement sur la charge axiale et sur la torsion de l'éprouvette, ce qui maintient l'orientation des contraintes principales en chaque point du tube. Des jauges à résistance électrique sont collées sur l'éprouvette dans les directions ainsi choisies pour les

deux courbes qui relient la contrainte de déviation aux allongements dans le sens de ces deux contraintes extrêmes.

(3e figure) Elle donne un exemple de diagramme ainsi obtenu. Cette figure correspond au cas où la contrainte intermédiaire est de 250 bars. L'inclinaison des axes, par rapport à l'axe de l'éprouvette étant de  $10^\circ$ .

On part d'un état hydrostatique à 250 bars, puis on installe progressivement un déviateur qui maintient la direction des contraintes principales. Un tel diagramme permet de repérer la limite élastique du matériau ainsi que les limites de rupture. On détermine l'état de contrainte globale de limite élastique pour lequel la relation contrainte-déformation n'est plus linéaire et l'essai est poursuivi jusqu'à rupture.

Les résultats en contraintes, pour la limite élastique et pour la rupture, définissent dans l'espace  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  deux surfaces caractéristiques du matériau.

Dans l'espace  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , on peut représenter l'état de résistance du matériau par une surface qui présente évidemment un axe de symétrie ternaire par rapport à la trisectrice. On peut analyser cette surface en faisant des coupes par des plans  $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \text{constante}$ . Dans ce plan il suffit de connaître un sixième de la courbe en raison de cette symétrie. Nous avons placé dans le coin ce sixième de courbe qui correspond au cas  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ .

On peut tracer des réseaux qui correspondent soit à la limite élastique, soit à la rupture.

Nous allons voir d'abord dans la prochaine figure les conditions de rupture du béton saturé (4e figure). On peut remarquer une collection de courbes qui correspondent au béton saturé.

5e figure : Voici des courbes qui correspondent au béton sec : les résistances sont plus faibles. Ceci peut être dû aux conditions de séchage qui ont été imposées aux éprouvettes. Nous avons par ailleurs,

reporté sur le même diagramme les résultats publiés précédemment par M. Bremer et nous avons été très satisfaits de voir que nous pouvions ainsi couvrir une partie du plan qui justement n'était pas couverte par les résultats de M. Bremer, qui eux couvrent la région suivante. On peut dire que l'ensemble du plan expérimental a été convenablement couvert et la corrélation est excellente avec les résultats de M. Bremer.

On peut dire que les hautes contraintes intermédiaires nuisent à la résistance du béton sec plus qu'à celles du béton saturé. Pour deux contraintes extrêmes égales, le béton sec supporte une contrainte intermédiaire plus basse que celle du béton saturé. L'effet de la contrainte intermédiaire est mis en évidence par les différences de pente des courbes correspondant au béton sec ou au béton saturé.

De tels essais peuvent donner des renseignements utiles pour la détermination d'un modèle mécanique de résistance prenant en compte la pression interstitielle de l'eau. Des investigations sont en cours là-dessus. Cependant, je répète mes réserves pour certains résultats numériques qui sont pris en compte dans un tel diagramme.

La représentation de MOHR (Fig. 6) peut être adoptée si on se limite par exemple, au cas  $\sigma_2 = \sigma_3$ . Dans ce diagramme de principe, nous avons placé à la fois les résultats en rupture pour le béton sec et pour le béton saturé et les résultats en limite élastique. Nous voyons un résultat qui est peut-être nouveau, c'est que les courbes intrinsèques relatives à la limite élastique sont fermées et comportent un point de convergence qui n'est pas situé sur la courbe elle-même.

Les essais ont été effectués jusqu'ici à la température ambiante. Ils seront continués par quelques sondages à 50 °C, par quelques essais où le chargement sera effectué en 8 heures au lieu de l'être en 1 heure et ces résultats nous avons l'intention de les publier intégralement d'ici quelques mois, ou tout au moins quand ils seront disponibles.



1

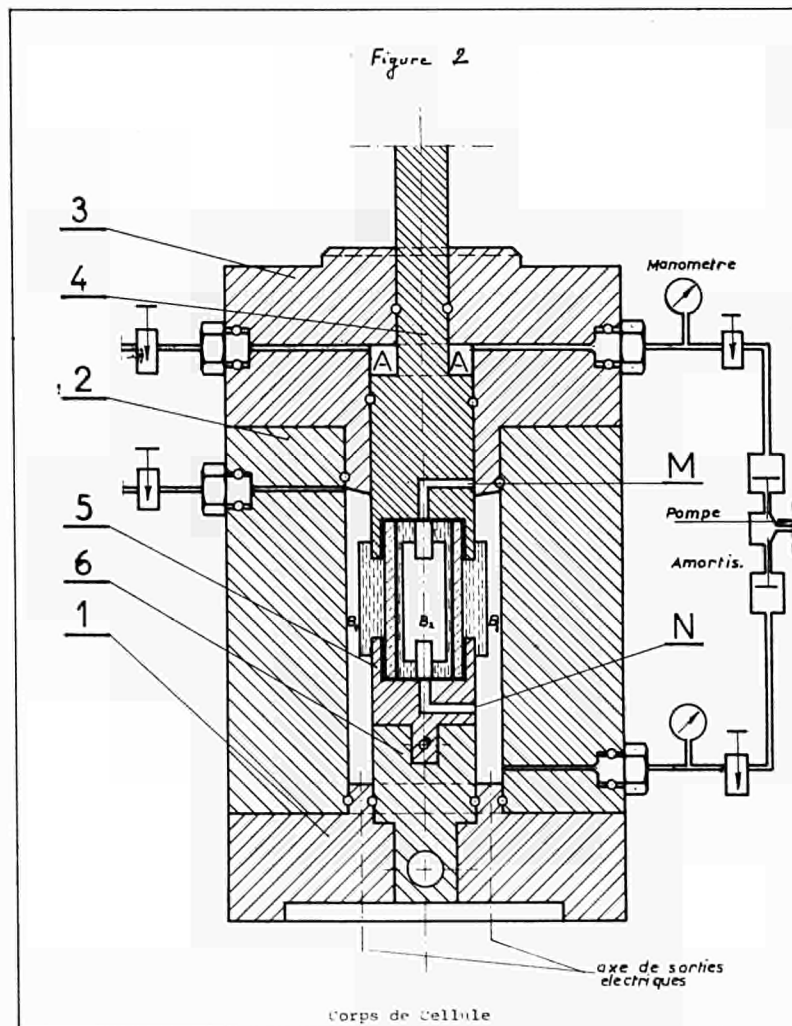
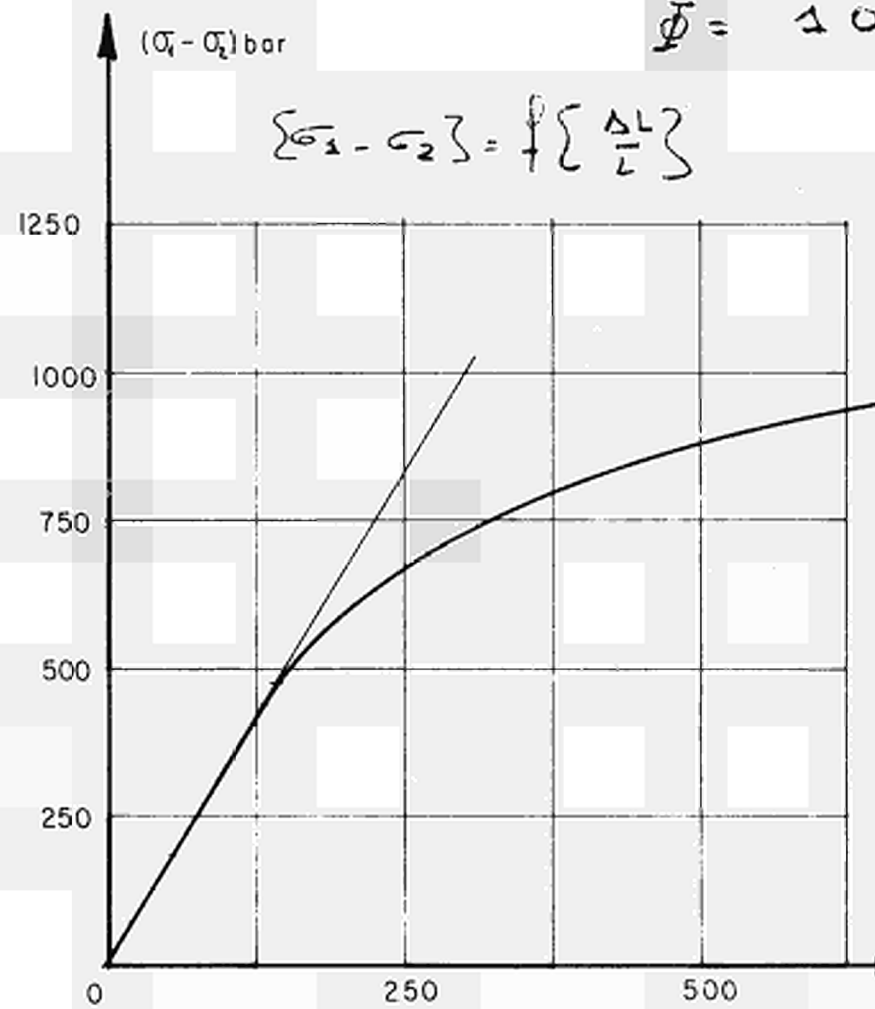


Figure 3

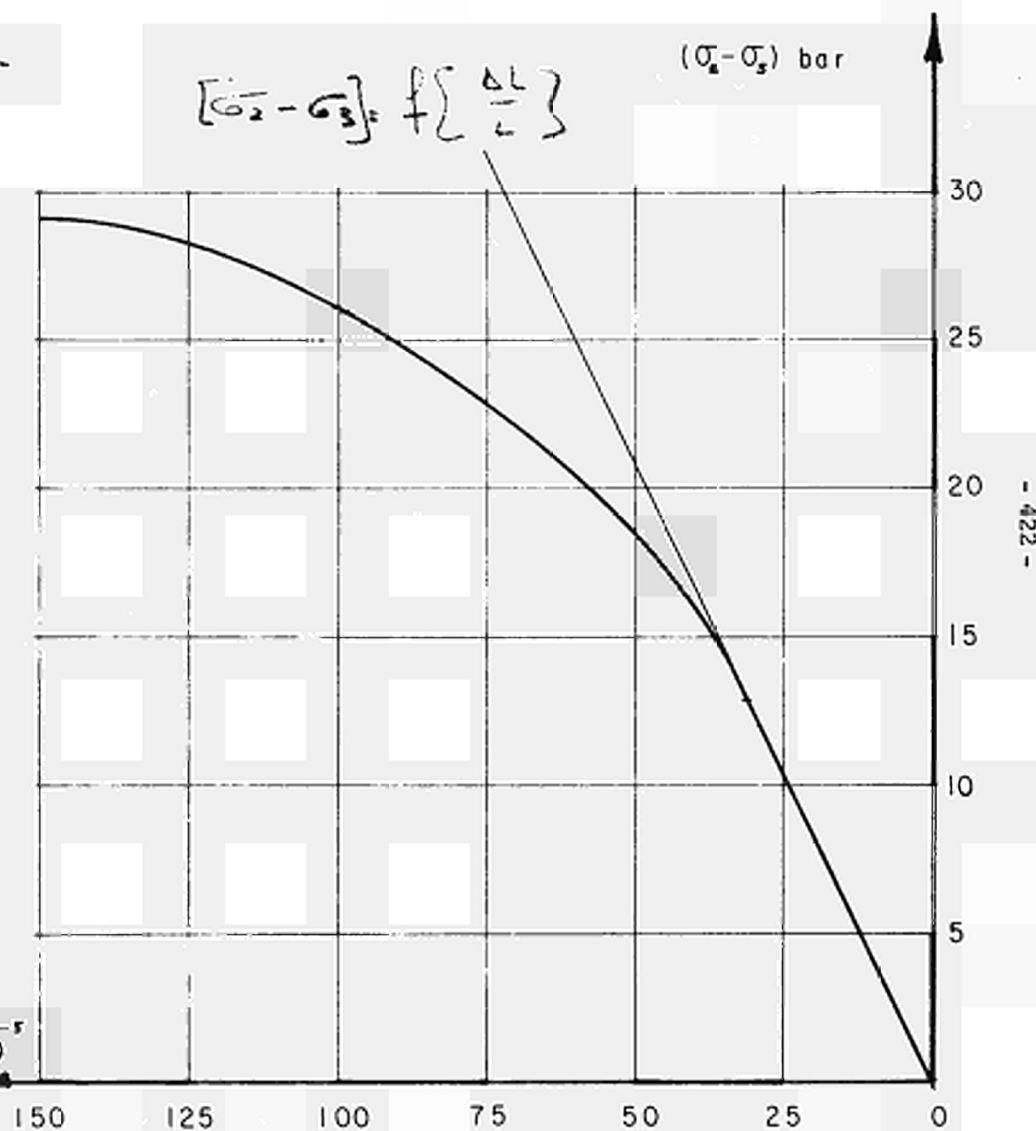
$$P = 250 \text{ bar}$$

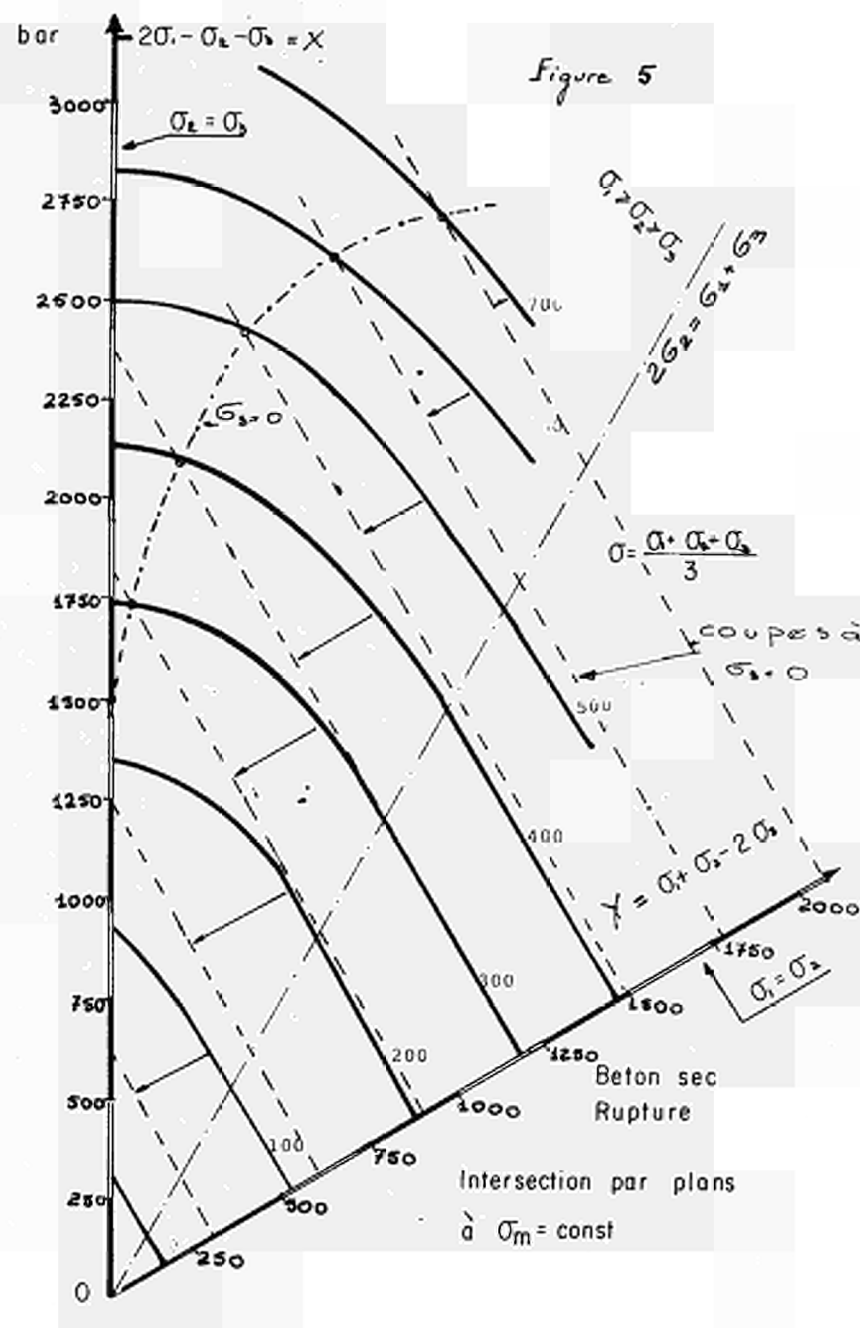
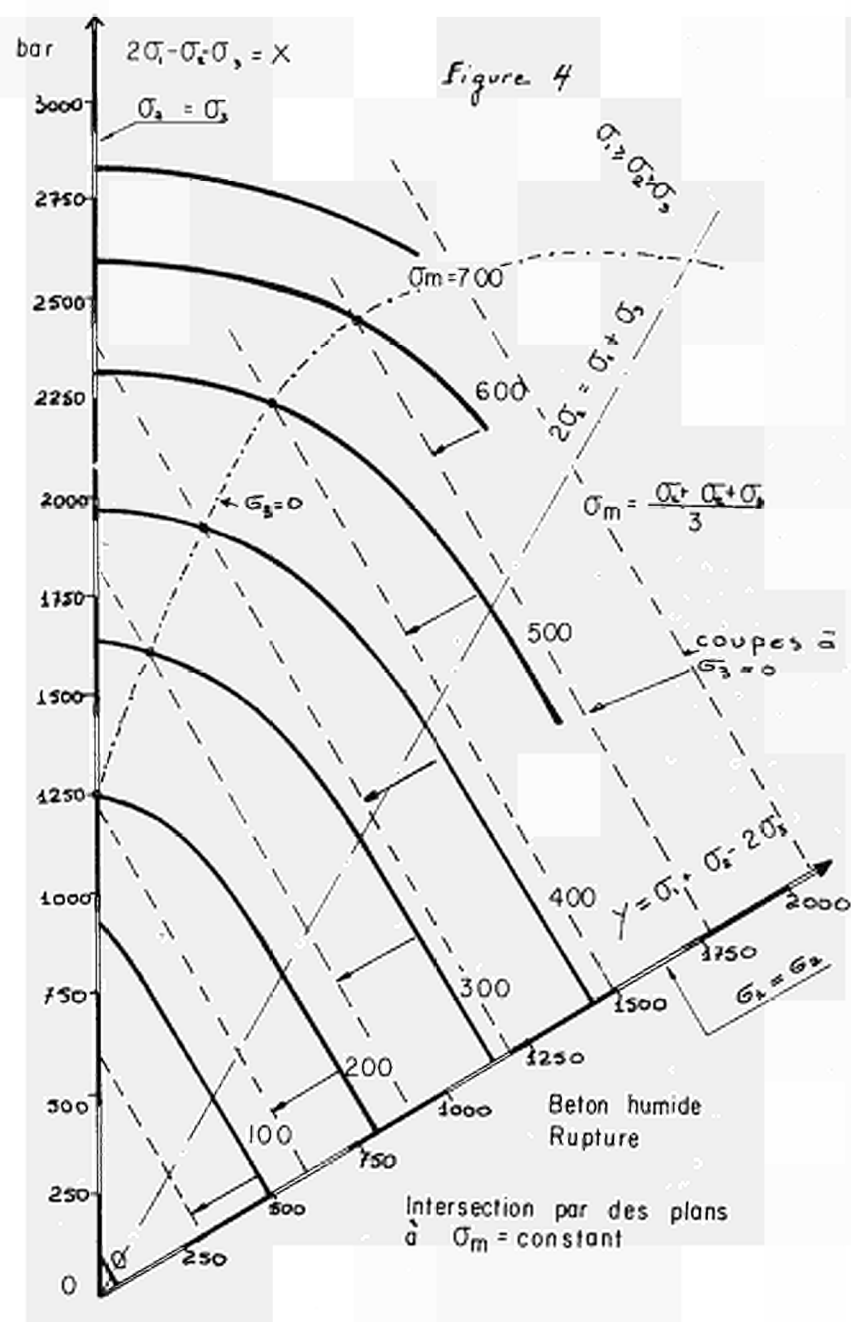
$$\Phi = 10^\circ$$



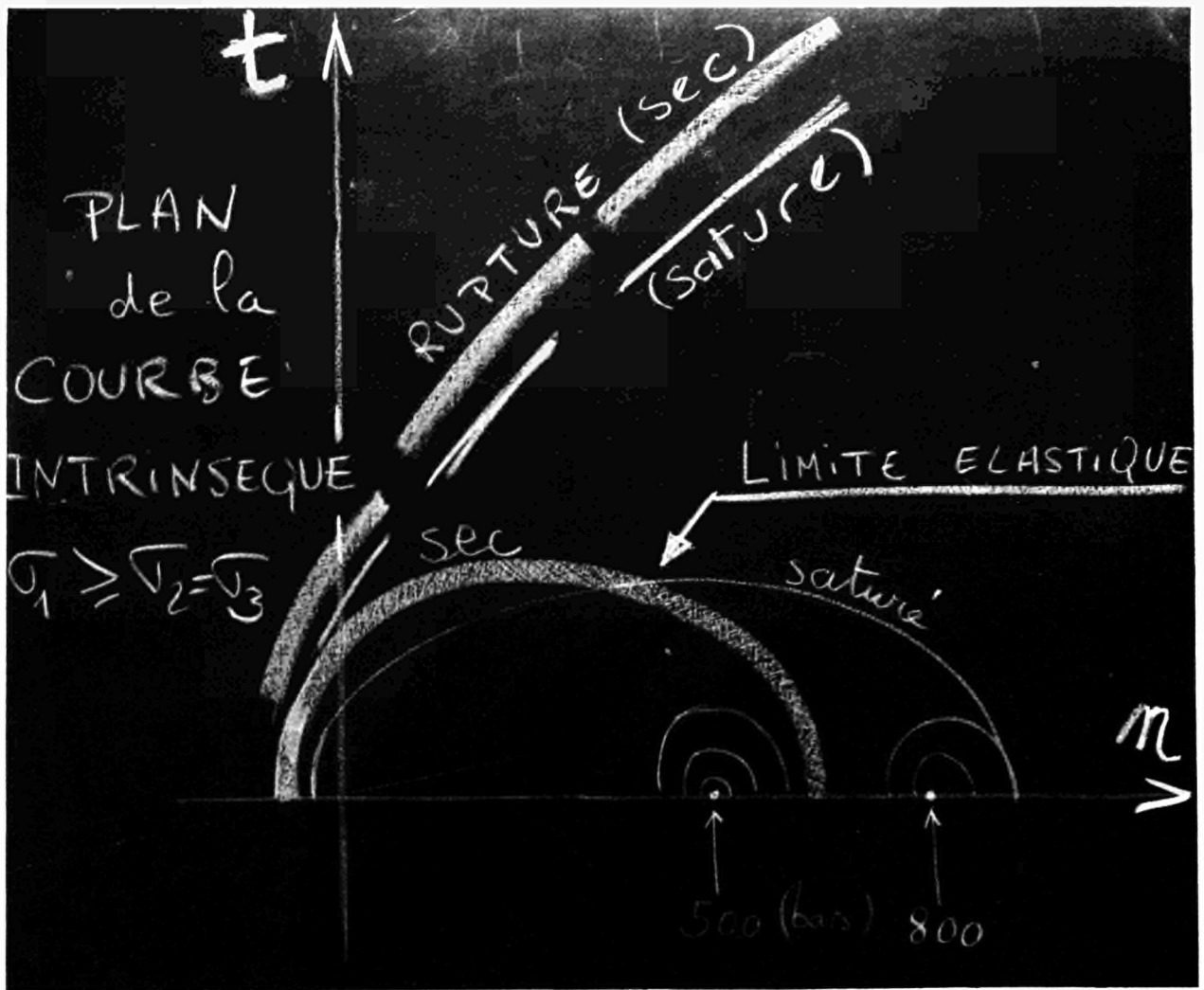
$$\frac{\Delta L}{L} \cdot 10^{-5}$$

$$\{\sigma_2 - \sigma_3\} = f\left\{\frac{\Delta L}{L}\right\}$$









Diskussion - Discussion - Discussion - Beraadslaging

18. 11. 1969

(no. 11, 12, 13, 13a)

Professor ROSS: I have a comment to make with regard to paper no 13 of Mr. Hornby.

At King's College, London, we have studied the problems of moisture - measurement and moisture - movement under conditions similar to those in the wall of a reactor vessel. In 1961 we commenced tests using the attenuation of microwaves to trace the movement of water. However, the use of microwaves precluded the use of a positive metallic seal and the resin seals were not wholly satisfactory, although certain trends were established.

More recently we have abandoned resin seals in favour of steel tubes. Microwave attenuation could no longer be used for moisture-measurement and the distribution of water along the length of the specimen was determined by cutting and weighing at the end of the test after 800 days. The distribution was qualitatively very similar to that reported by Mr. Hornby with dry zones at the hot sealed end and at the cool open end. However, unlike Mr. Hornby, we found that the central zone had actually accumulated water, presumably driven there from the hot zone which had dried.

This encouraged us to look at the mechanism of moisture-transfer and we have been attempting to measure pore-pressures in the concrete. At the hot end - adjacent to the liner - a pressure approximately equivalent to the saturation vapour pressure plus an addition for the increased pressure of the entrained air is developed initially but this declines after a time as water is moved down the thermal gradient. The experiments suggest that it would require a protracted period of many years before pore pressures became uniform throughout the thickness.

BROWNE - Taylor Woodrow: With regard to paper 13 by Mr. Hornby on moisture migration in concrete under temperature gradients we don't find his results surprising since previous research data and existing temperature moisture diffusion series for concrete have produced similar results. We have always considered that moisture migration in the vessel concrete can significantly effect concrete property behaviour. Since the hardened cement paste component of concrete is so sensitive to its moisture state. This slide shows the effects on concrete property by variation of free water content to illustrate the variation of properties that moisture variation can produce. You can see here the effect on shrinkage, as you increase the water content, you obviously decrease the shrinking magnitude. Thermal expansion, there is a peculiar hump at about 50 % moisture content; creep, you find, as the free water content goes on, you can increase the magnitude of creep. Strength, you find, that as you remove moisture you can, in fact, produce an increase in the strength. Drying of the concrete in hot zones can cause a large increase in the creep rates and a substantial relaxation in the field stress during drying. The loss of moisture in the hot zone may cause an increase or decrease in the strength and a significant reduction in the thermal conductivity of the material. Cooling of the zones may induce tensile conditions resulting in cracking. I have tried to show in this sketch taking Mr. Hornby's section with the 25° C face exposed and a 150° C face sealed what can happen due to drying and here you have the temperature gradient across the section and the moisture loss with time. The effect of this on the concrete properties might be shown as follows: Shrinkage, you can see, will obviously take place, as he described; total creep, you can have quite a substantial amount of total creep at the hot, taking place at the hot face. The creep rate, we believe, will reach a peak somewhat away from this hot face, this is primarily because the creep rate, when the concrete has dried out, will be low. The thermal conductivity value will show a substantial decrease at the hot face increasing

to some one meter away from the hot face. The strength variation would probably be of this form.

LEE - Building Research Station: I was particularly interested in Mr. Hornby's paper dealing with moisture gauges based on electrical conductivity, as we have, at the Building Research Station, been doing something very similar over a number of years. These gauges of ours were described at the conference on pre-stressed concrete pressure vessels in London about two years ago, and as time is very short, I won't describe them again in detail or compare them with Mr. Hornby's. Interpretation of all these moisture gauge readings, however, depends on the use of control gauges and interpretation may not be very precise, particularly at the dry end of the calibration and over long periods. But there is no doubt in my mind that they are a most useful tool where none other exists. I was also very interested in the results by Mr. Hornby for partly sealed concrete cylinders, drying in one direction only, under a temperature gradient. We have done similar experiments ourselves. In our case, we used a 1 metre cube of concrete with removable coves, sealed on all except one face and subject to a temperature gradient from about  $70^{\circ}\text{C}$  down to about  $30^{\circ}\text{C}$ , which is not unlike the crossfall in our present reactors. In our case, we used four different methods of assessing the process of drying. We compared weight losses, strain changes and the readings on our moisture gauges, and we also used the micro-wave attenuation method. These all, in fact, show the same sort of change in moisture contents, so we feel reasonably confident. Our results, like Mr. Hornby's, indicated that considerable drying over several years occurred at the hot sealed end despite the fact that the water had to migrate the whole length of the specimen. This suggests that considerable drying might occur behind the liner of an actual reactor, with a corresponding shrinkage tendency and all the other effects that Dr. Browne has just indicated. The rate of drying may be slowed up by the greater thickness of the actual reactor and I would like to ask Mr. Hornby if he has any ideas at the moment on how much the rate of drying would be slowed up?

HORNBY - CEGB: It is interesting to note that moisture measurements obtained from microwave attenuation, by cutting and weighing, and from moisture gauges used by Mr. Lee and ourselves, all indicate similar trends. I used to share Mr. Lee's lack of confidence in the moisture gauge, but its convenience has made me continue with its use. Now it appears that measurements are being obtained from it that are reasonable and which can be used for predicting other moisture dependent changes, i.e. shrinkage, creep etc., as pointed out by Doctor Browne.

Professor Ross's comment about gain of moisture in the central zone is most pertinent. I have always been worried by the apparent lack of balance of the moisture gradient. A possible explanation is that the increase in moisture in the central section combines with unhydrated cement. In subsequent samples, I hope to measure both the free water and the combined water gradient.

The thickness of present concrete vessels in the United Kingdom are, in most cases, greater than 4M. I don't know when the 'drying front' at the hot face will affect the drying curve at the open face. Under the present thermal gradients, I would suspect it would be a very long time, perhaps beyond the planned life of the reactor.

KINKEAD - Dragon Project: A short comment on paper 11 by Mr. Goodall and Dr. Irving: I was very interested in this paper, because at one time I did a little work on the subject. I thought that one of the things that people had determined and decided since then, was that there was not a perfect bond anyway between the stand-pipes and the concrete. However, I would like to know if he thinks the same thing. But another interesting point arises from this paper; recently I have been trying to solve a similar problem on a moderator block which is highly perforated, and in this graphite block, there is a shrinkage problem as well, shrinkage

with irradiation dose. We heard earlier this afternoon from Dr. Kelly in Paper No. 3 that there might be a growth effect with concrete and particularly from the aggregate side, and I would like to ask Dr. Irving, if he thinks that the high tensile stresses that he has evaluated by using the TESS programme might actually turn out to be less severe as if this growth was taken into consideration.

IRVING - CECB: Mr. Kinhead asked two questions, one on bond between the liner and the concrete and the second one on shrinkage and growth. On the first question, we have assumed perfect bond between the liners and the concrete. The theoretical results we have obtained appear to be in line with the results of the experiments conducted at the Imperial College in which I believe smooth liners were used. However, the degree of bond is one that may be decided by a practising engineer from the results of experimental work. On shrinkage and growth I don't see any reason why the problem should not be done using a similar computer programme. Of course growth would decrease the tensile stresses in the concrete on shutting down, the reverse being true for shrinkage.

DAVIDSON - Atomic Energy Authority: I wanted to refer to something in Mr. Irving's paper. On the first page he refers to a series of tests reported in reference 7. I can speak about reference 7, which was in fact an experimental investigation at Imperial College, because I paid for the work, and I wonder whether Mr. Irving has misinterpreted the results, and I thought I ought to correct this possible misinterpretation. In these tests at Imperial College a slab having a central perforated zone was prestressed radially and then it was uniformly heated only with the intention of accelerating the creep rate. Our purpose simply was to look at the long term effect of creep in a comparatively short period. The heating was uniform and

did not introduce any stresses whatever; the results of these experiments showed us that under the influence of radial prestress and creep the compressive stress in the liners of the perforations increased to such an extent that when eventually the structure was cooled off and eventually when we removed the radial prestress, cracking occurred in the unperforated zone which surrounded it. And this, I think, was simply due to the release of the elastic compression which had been stored in the penetration liners.

IRVING - CEGB: I am sorry to have to disagree with Mr. Davidson on our interpretation of reference 7. In fact we referred to the Imperial College work in order to show that there can be stress changes in a composite structure and that these stress changes are caused by the difference in creep rates between the steel and the concrete. The creep rate for the steel is zero and the creep rate of concrete has some value depending on the temperature. Therefore, as Mr. Davidson said, stress will build up in the steel. I have also seen the results of the experiments at Imperial College and I believe there were cracks running from the outer most penetrations into the unperforated outer zone. Of course, in the Imperial College tests there were more holes in the stand pipe area than in our problem, but I also seem to remember seeing a photograph of some earlier tests in which there were cracks shown in the stand pipe region itself. These cracks ran between the stand pipes. I think the difference between our analysis, which was based on a non-isothermal temperature distribution, and the isothermal tests that Mr. Davidson was speaking about has very little bearing on the interpretation of the cause of cracking. If we had analysed an isothermal slab, I think we would have obtained similar results to those which Mr. Davidson mentioned. We have introduced an additional cause of shut-down cracking by taking into account the fact that in a practical stand pipe region there would be a non-isothermal temperature distribution. We have used the reference purely to show the cracking can be caused in this type of structure due to creep of concrete.

- Vierter Teil : Neuartige Behälterkonzeptionen und modelltechnische
- Part Four : New types of vessel design and model testing
- Quatrième Section : Conceptions nouvelles en matière de cuves et essais  
techniques sur maquettes
- Quatre Parte : Progetti di contenitori di nuovo tipo e prove  
tecniche su modello
- Vierde deel : Nieuwe concepten van drukvaten en beproeving  
hiervan aan modellen





POLYGONAL GEFÜHRTE, GEWICKELTE RINGSPANNBEWEHRUNG MIT  
MEHREREN ZWISCHENVERANKERUNGEN ALLER SPANNDRAHTRINGE  
(System PRISMA)

L. MÜHE

Philipp Holzmann AG Frankfurt/Main .

N° 14

Spannbetondruckbehälter werden im allgemeinen als näherungsweise zylinderförmige Betonbehälter ausgeführt, die mit einer Vertikalspannbewehrung und einer Ringspannbewehrung versehen sind. Neuerdings wird es besonders wegen der Einbauten in der Behälterwand wünschenswert, die Ringspannbewehrung auf dem Zylindermantel anzuordnen [1]

Bekannte technische Lösungen hierzu reichen von lisenenverankerten, außen liegenden Spanngliedern [2] über lisenenfreie Ringspannglieder [3] bis zur gewickelten Ringspannbewehrung [4]

### 1. Wickelspannbewehrung

Bei Spanngliedern werden wegen der Reibungsverluste kaum Umschlingungswinkel angewandt, die  $180^\circ$  überschreiten, eine Beschränkung, die bei einer Wickelbewehrung nicht nötig ist, weil die volle Spannkraft an jeder Stelle des Ringes wirkt. Außerdem können Spannbewehrungsherstel-

lung, Verlegung und Anspannen vorteilhaft in einem Arbeitsgang zusammengefaßt werden.

Eine gewickelte Ringspannbewehrung muß bei Spannbetondruckbehältern immer aus mehreren Lagen Wicklung bestehen, so daß die bei Spannbetondruckbehältern mit einer Wickellage gesammelten Erfahrungen der Erweiterung bedürfen. Das gilt besonders für die Konservierung der Spannbewehrung, da der Schutz durch eine Torkretschicht nicht mehr möglich ist.

Vorteilhaft ist es daher, die einzelnen Wickellagen äquidistant aufzubringen (Abb. 2), weil dann die Zwischenräume - wenn sie groß genug sind - jede Art der Konservierung und Inspektion des Spannstahls ermöglichen. Zur Distanzhaltung wird zweckmäßig Flachstahl benutzt. Diese Anordnung bedingt aber, daß die Umlenkkräfte der Ringspannbewehrung an diesen Abstandhaltern über diese in den Behälterbeton eingeleitet werden müssen, der dort mit Druckverteilungsplatten gepanzert wird.

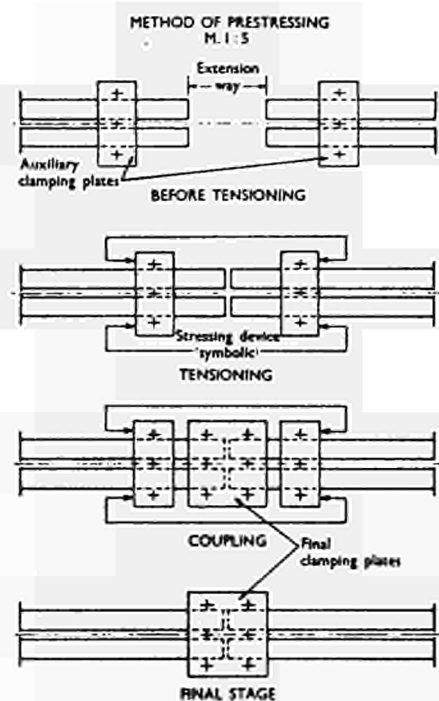
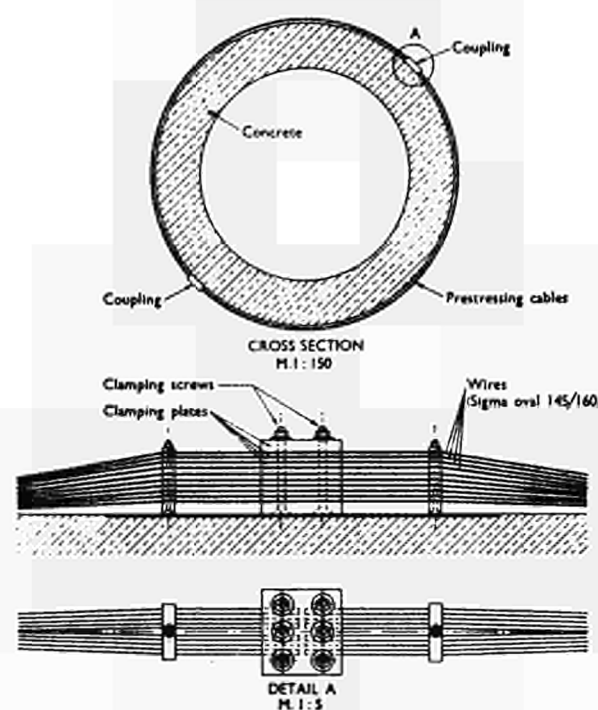


Abb. 1 Lisenenfreie Ringspannglieder nach Vorschlag von W. Zemo

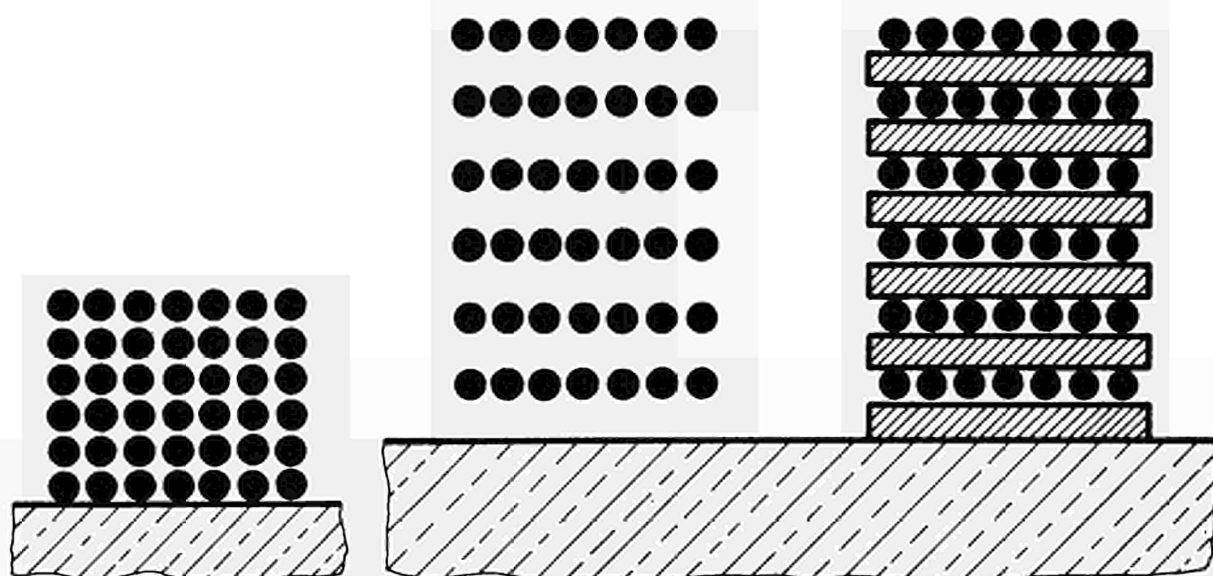


Abb. 2 Wickellagen ohne und mit Distanzhalterung

## 2. Spannband-Wickelabschnitte

Wurde bisher eine Wickelbewehrung im allgemeinen kreisförmig geführt (Abb. 3), so ergibt sich durch die als Abstandhalter wirkenden Umlenkleisten nunmehr ein polygonaler Verlauf. Infolge der Anordnung mehrerer Windungen nebeneinander, die als Zeilen der Wicklung bezeichnet seien, entsteht somit als räumliche Form die Mantelfläche eines Prismas, das dem System den Namen gab (Abb. 4).

Die Wickelgeschwindigkeit einer Spanndrahtwickelmaschine ist aus manchen Gründen beschränkt. Die Herstellung der Spannbewehrung liegt im allgemeinen auf dem kritischen Weg, weshalb der Zeitaufwand dafür begrenzt ist. Deshalb wird für die Prismabewehrung eine Spanngliedwickelmaschine benutzt, welche gleichzeitig vier Spanndrähte wickelt. Eine automatische Kontrolle regelt dabei die Spannkraft des Einzeldrahtes individuell. Das abgewinkelte 4-drahtige Spannglied wird als Spannband bezeichnet. Folgerichtig werden somit Lagen und Zeilen für die Spannbander unterschieden (Abb. 5).

Es wäre denkbar, die Mantelfläche des Spannbetondruckbehälters lückenlos mit Spannbandern zu bedecken und die Anpassung an den Spannkraftbedarf durch unterschiedliche Lagenzahl zu bewerkstelligen. Vorteilhafter ist jedoch, eine Unterteilung in verschiedene Wickelabschnitte vorzusehen, da dann zwischen diesen die Laufschiene für die Spannbandwickelmaschine angeordnet werden können. Eine bevorzugte Ausführungsform wählt für alle Wickelabschnitte die gleiche Zeilenzahl aber verschieden viele Lagen. Das Beispiel (Abb. 6) zeigt einen AGR-Behälter mit 20 Wickelabschnitten und 52 Ecken.

Jeder Wickelabschnitt wirkt nun wie ein großes lisenenfreies Spannglied, das an den Eckpunkten seine Umlenkkräfte auf den Beton überträgt. Der Wickelvorgang kann unterbrochen werden, so daß die Einleitung einer Teilvorspannung - z.B. durch die Hälfte der vorgesehenen Spannbandlagen - möglich ist. Zwischen den Umlenkleisten kann nachträglich die Spannkraft der beiden äußeren Drähte eines jeden Spannbandes leicht durch Auslenkung kontrolliert werden (Drahtspannkraftmeßgerät, Bauart BAM Berlin).

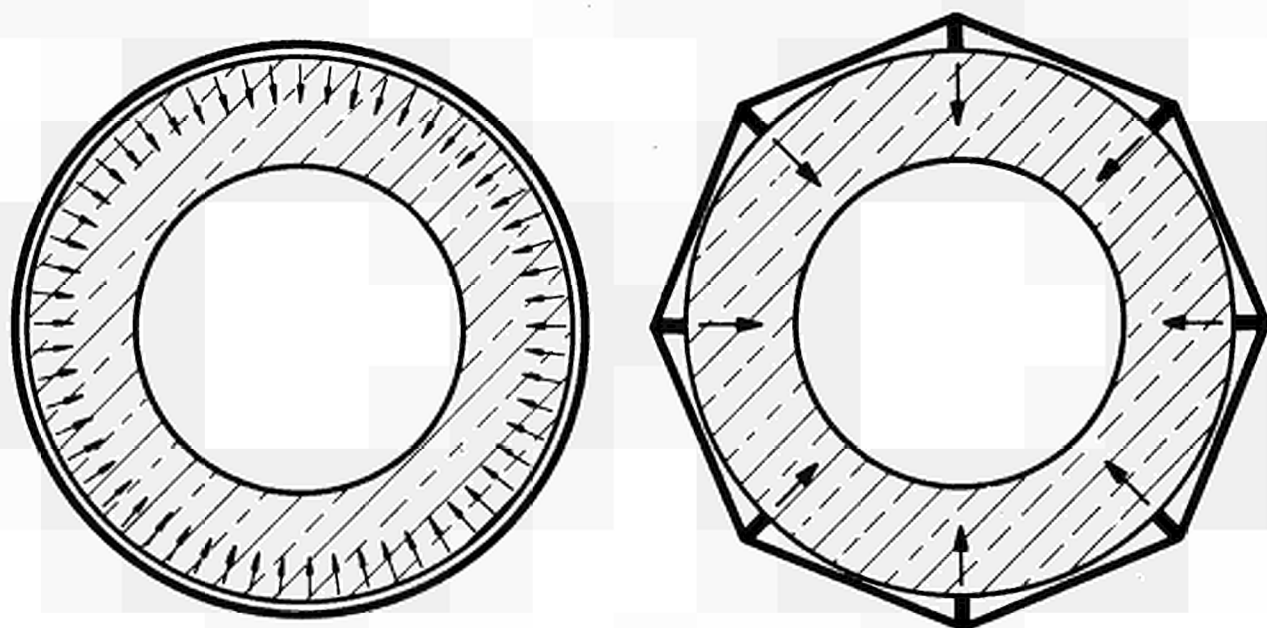
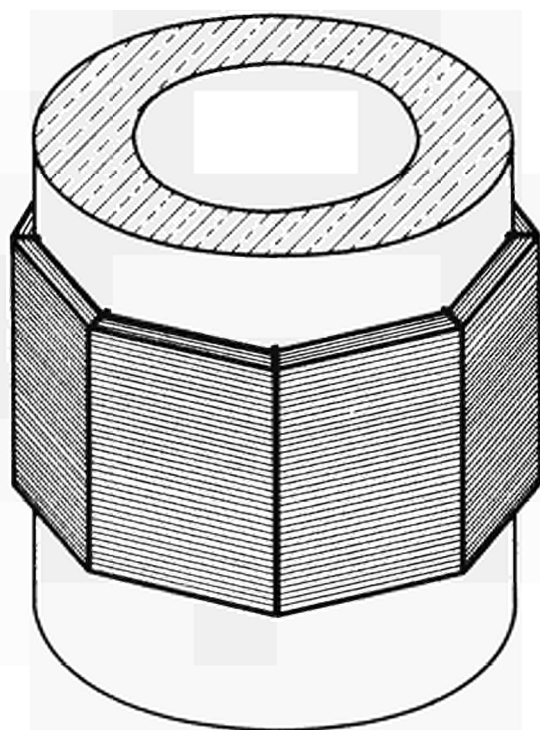


Abb. 3 Kreisförmige und polygonale Wickelbewehrung



PRISMA®

Abb. 4 Prismabewehrung

## 3. Zwischenverankerungen

Wenn nun später Ereignisse eintreten sollten, die den Bruch eines oder mehrerer Spanndrähte hervorrufen, so ist bei der bisher beschriebenen Anordnung nicht gesichert, wann die Spannkraft des gebrochenen Drahtes durch die Reibung an den Umlenkbleiten voll aufgenommen werden kann. Bei der äußeren Spanndrahtlage wäre jedenfalls sicher, daß alle Zellen dieser Spanndrahtwicklung aufspringen – ein Prozess, der unter Umständen unbemerkt zu beträchtlichen Spannkraftverlusten führt. Damit das unmöglich ist, werden für jeden Spanndraht mehrerer Zwischenverankerungen vorgesehen. Dabei soll im Bedarfsfall die Zwischenverankerungskraft jedoch hauptsächlich auf alle übrigen Spanndrähte des Wickelabschnitts ausgeübt werden, und nur in untergeordneter Weise auf den Behälterbeton. An den Zwischenverankerungsstellen befinden sich alle Spanndrähte des Wickelabschnitts untereinander in einem nachträglich hergestellten kraftschlüssigen Verbund. Dort wird dann die frei werdende Spannkraft gebrochener Spanndrähte sicher auf die übrigen Spanndrähte verteilt. Im Beispiel sind diese Zwischenverankerungen mit V bezeichnet. Vereinzelt Spannstahlbrüche wirken sich also nur sektormäßig begrenzt aus.

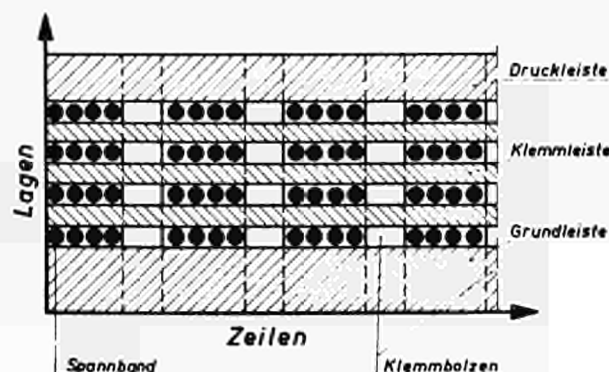


Abb. 5 Lagen und Zeilen der Spannbänder

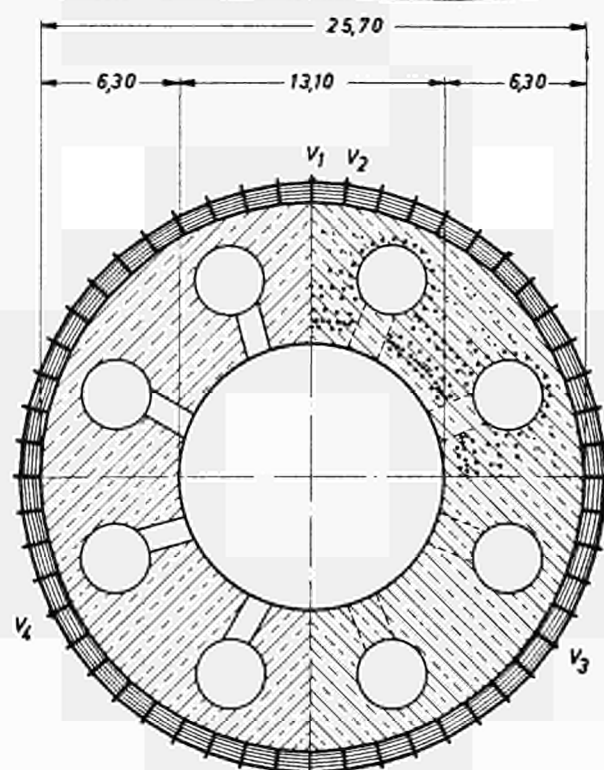
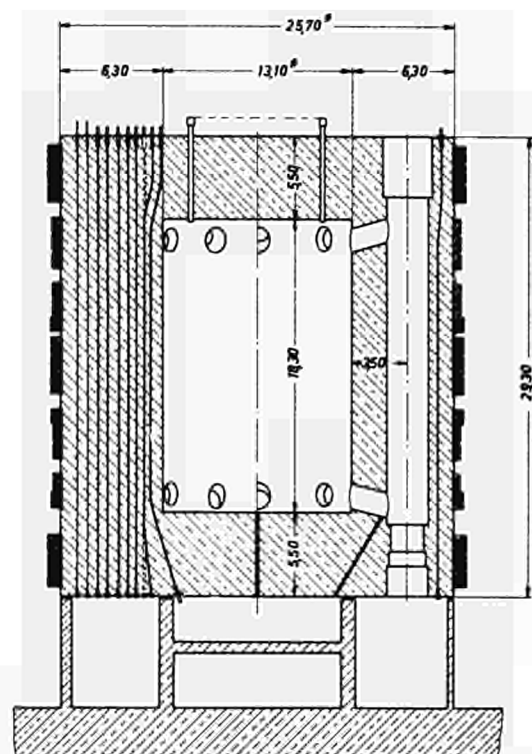


Abb. 6 AGR-Spannbetondruckbehälter Typ BNDC

Konstruktiv verwirklicht werden Zwischenverankerungen vorteilhaft mit Hilfe des Spannverfahrens KA, das jahrelang international bewährt ist [5]. Zwischen den Klemmbleiten sind einzelne Spannbänder angeordnet (Abb. 7), so daß lagenweise wachsend ein Paket entsteht. Auf dieses werden über Druckplatten Klemmkraften ausgeübt. Dadurch entsteht ein Reibungs- und Scherverbund zwischen den Spanndrähten und den Klemm- und Druckbleiten. Die Zugkräfte der einzelnen Spanndrähte werden so auf die angrenzenden Platten übertragen, die ihrerseits vermöge ihrer Scheibenwirkung diese weiterleiten. Charakteristisch für eine Klemmverankerung ist, daß die benötigten Klemmkraften unabhängig von der Anzahl der Spannbänderlagen sind, aber abhängen von

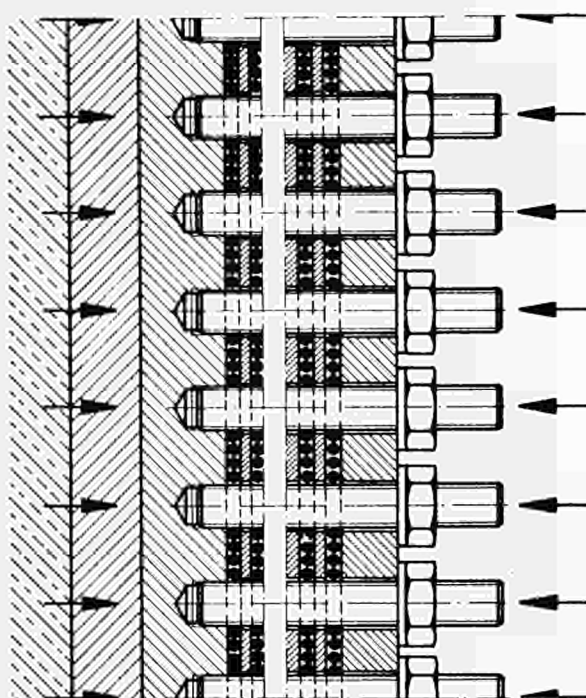
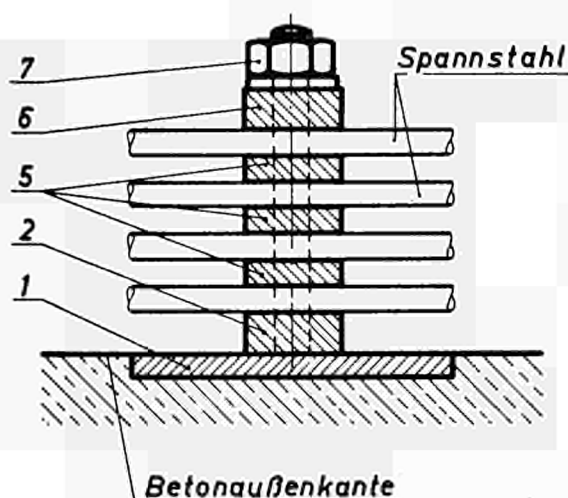
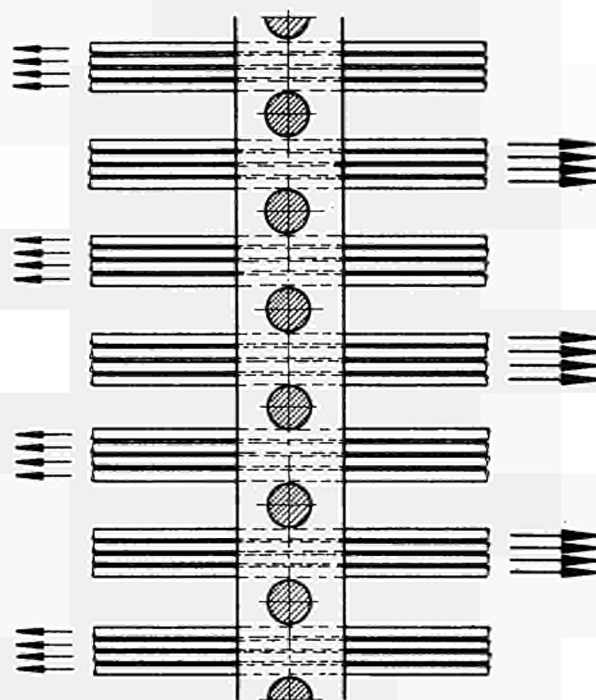


Abb. 7 Prinzip der Klemmverankerung



- 1 = Druckverteilungsplatte
- 2 = Grundleiste
- 5 = Klemmleiste
- 6 = Druckleiste
- 7 = Klemmbolzen

der Drahtzahl jeder Spannbandlage und deren Reibungs- und Verbundeigenschaften. Zur Erzeugung der Klemmkraft werden hochwertige, vorgespannte Klemmbolzen benutzt, die unter Wirkung der vollen Klemmkraft einen großen elastischen Dehnweg besitzen. Damit ist sichergestellt, daß die zur Verankerung der Spanndrahtbruchlast benötigte Klemmkraft auch nach geringfügigem Setzen des Klemmpaketes noch immer zur Verfügung steht.

Die beschriebenen Zwischenverankerungen werden als Verankerungsleisten bezeichnet (Abb. 8). Sie bestehen aus der Druckverteilungsplatte, der Grundleiste, den Klemmleisten, der Druckleiste und den Klemmbolzen. Bei Verwendung von geripptem Ovalspanndraht [6] ergibt sich dieses Ausführungsbeispiel (Abb. 9). Der Querschnitt (Abb. 10) zeigt 20 Spannbandlagen.

Entsprechend den Verankerungsleisten sind die Umlenkleisten aufgebaut (Abb. 11). Diese besitzen an Stelle der Klemmbolzen Abstandhalterbolzen in verminderter Anzahl, da diese nur die Soll-Lage der Grund- und Zwischenleisten und die Abstände der Spannbänder untereinander sichern sollen. Die Abstandhalterbolzen sind deshalb bei allen Umlenkleisten versetzt angeordnet, so daß im allgemeinen über mehrere Umlenkleisten hinweg jeweils nur ein Bolzenpaar an das Spannband grenzt (Abb. 12).

Die Länge der Verankerungs- und Umlenkleisten bestimmt sich durch die Anzahl der Spannbandzeilen eines Wickelabschnitts.

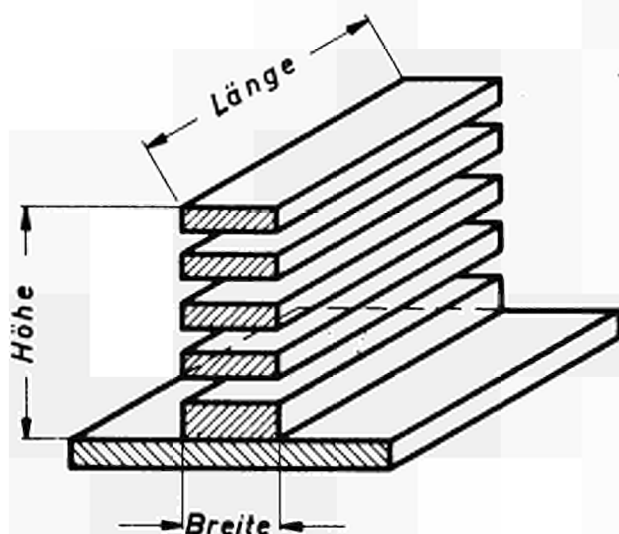


Abb. 8 Verankerungsleiste (schematisch)



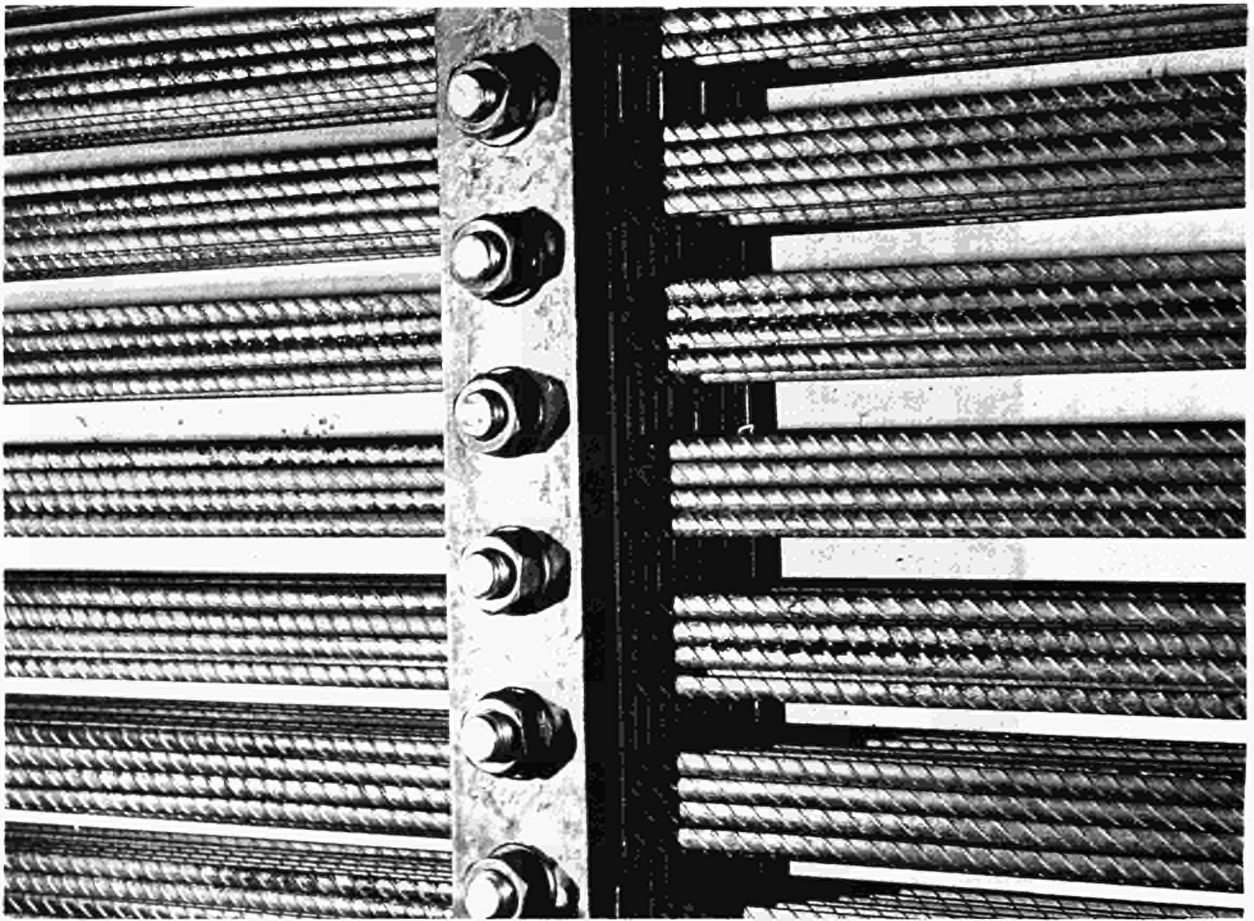
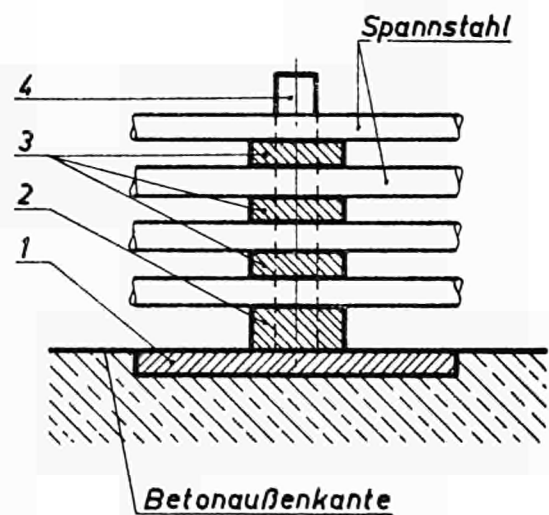


Abb. 9 Verankerungsleiste (Ausführungsbeispiel)



Abb. 10 Verankerungsleiste (Ausführungsbeispiel mit 20 Spannbändlagen)



- 1 = Druckverteilungsplatte
- 2 = Grundleiste
- 3 = Zwischenleiste
- 4 = Abstandhalterbolzen

Abb. 11 Umlenkleiste (schematisch)

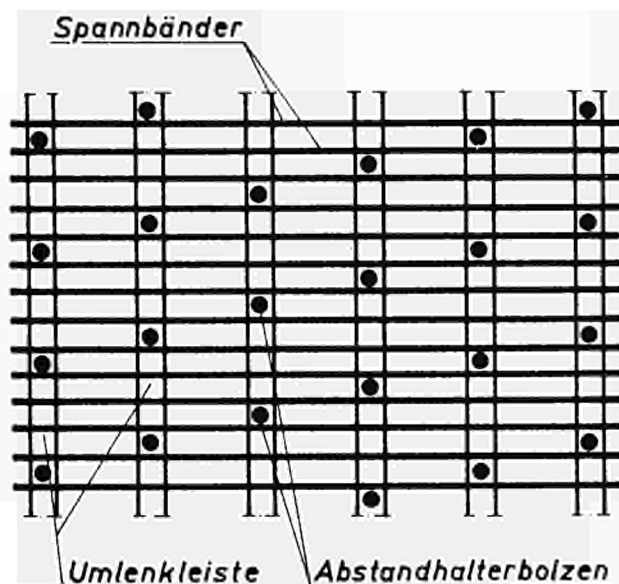


Abb. 12 Anordnung der Abstandhalterbolzen

#### 4. Spiralwicklung, Stufenwicklung

In der Abbildung 13 wird eine 17-eckige Prismabewehrung dargestellt, wobei die vier Verankerungsleisten mit "1" und die 13 Umlenkleisten mit "2" bezeichnet sind. Die nebenstehende Abwicklung der Behälterwand zeigt den spiralförmigen Verlauf einer Lage der Spannbändwicklung, weshalb diese Anordnung *Spiralwicklung* genannt wird. Der Wickelvorgang beginnt unten, Anfang und Ende des gesamten Spannbandes sind je mit einer separaten Klemmverankerung - wie später noch beschrieben - befestigt.

Die Nachteile der Spiralwicklung bestehen in der aufwendigen Einmessung der Klemm- und Abstandhalterbolzen, der schwierigen Führung der Spannbändwicklungsmaschine und dem Zwang, die nächste Spannbändlage in absteigender Spirale wickeln zu müssen. Deshalb benutzt das Prisma-System die sog. *Stufenwicklung*, welche in der Abbildung 14 für den gleichen Anwendungsfall dargestellt wurde. Hierbei sind fünf Verankerungsleisten und folglich 12 Umlenkleisten nötig. Zwei der Verankerungsleisten sind direkt benachbart auf den Teilpunkten des 17-Ecks angeordnet.

Dort findet der sog. *Stufensprung* statt. Die Spannbändwicklungsmaschine wickelt also genau horizontal (unten beginnend), um im Feld mit dem Stufensprung in die nächste

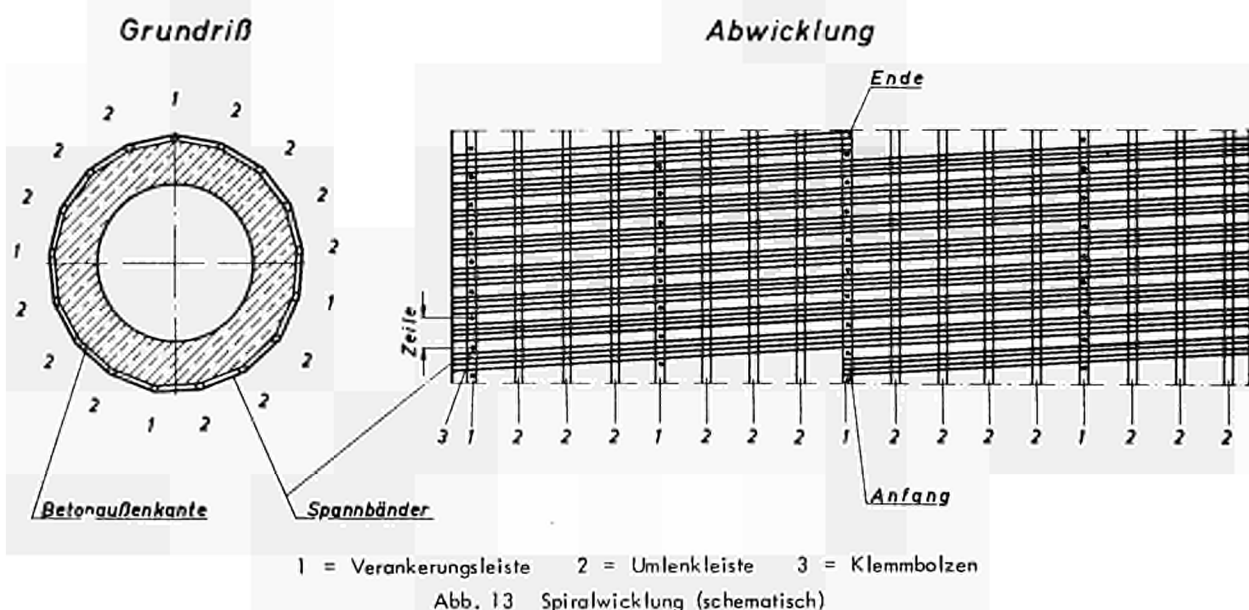


Abb. 13 Spiralwicklung (schematisch)

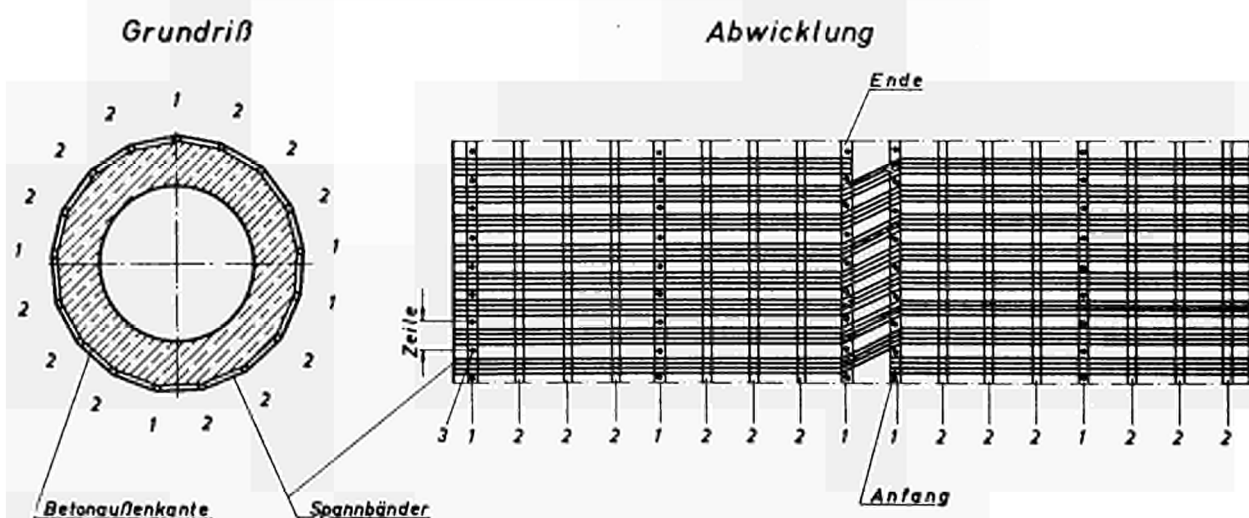


Abb. 14 Stufenwicklung (schematisch)



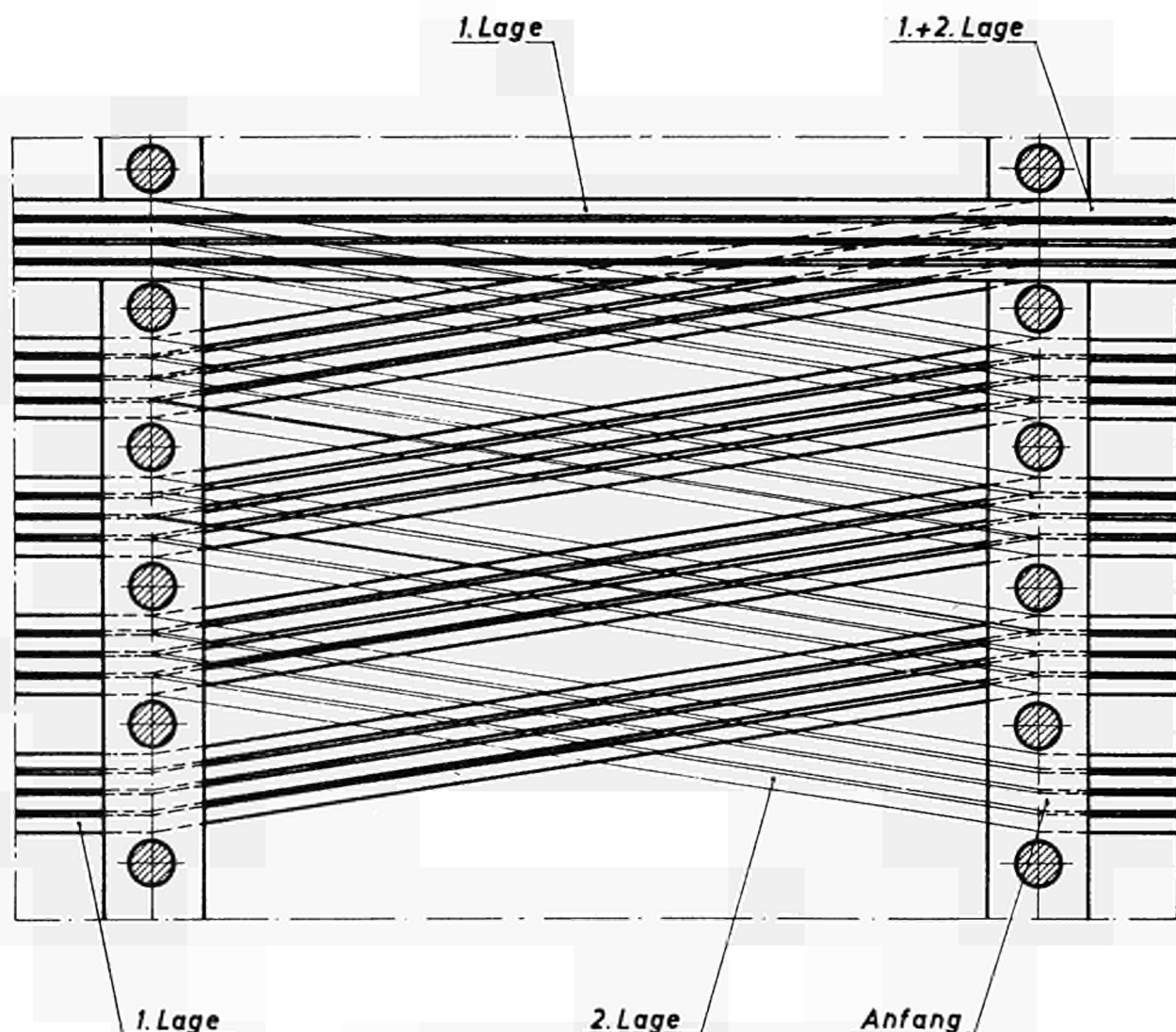


Abb. 15 Stufensprung (schematisch)

Spannbandzeile überzuwechseln usw. Nach Erreichen der oberen Spannbandzeile findet der Stufensprung entgegengesetzt statt, und die zweite Spannbandlage wird aufgebracht. Wie die Abbildung 15 zeigt, heben sich die Ulenkkräfte am Stufensprung jeweils zwischen zwei Spannbandlagen auf. Dennoch ist diese Anordnung nicht auf eine gerade

Anzahl von Spannbandlagen beschränkt, da bei der ersten Spannbandlage der Behälterbeton mit Druckverteilungsplatte nach Erfordernis mitwirkt, um die Ulenkkraft infolge Stufensprung aufzunehmen. - In der Abbildung 16 ist der Übergang zwischen zwei Lagen an der unteren und oberen Begrenzung eines Wickelabschnitts dargestellt.

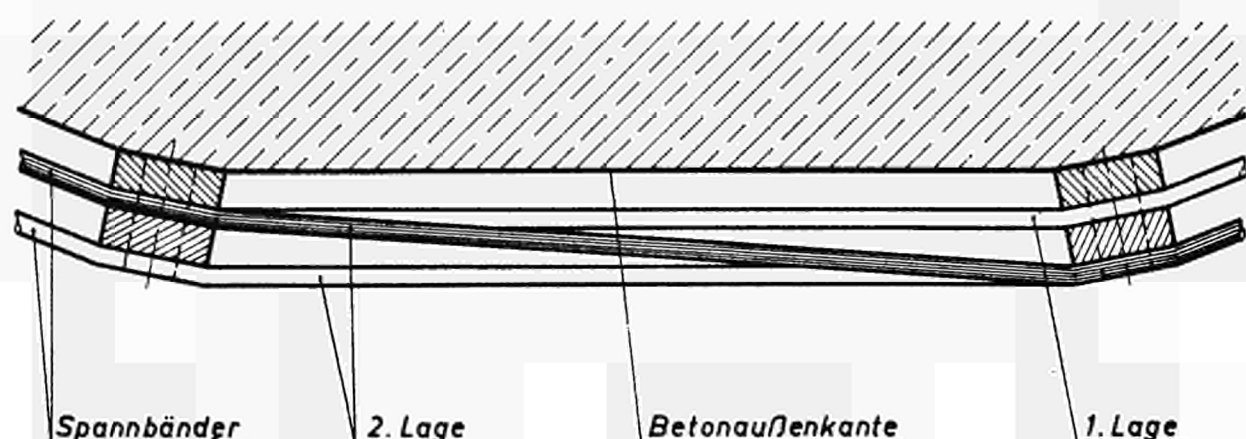


Abb. 16 Übergang zwischen zwei Spannbandlagen (schematisch)



Abb. 17 Quetschhülstenstoß für Spannstahl SIGMA OVAL 40 St 145/160

## 5. Spannstahlstoß, Anfangs- und Endverankerungen

Zur Herstellung eines Wickelabschnitts der Prismabewehrung sind sehr große Spannstahllängen erforderlich. Es ist deshalb nötig, die begrenzten Spannstahllängen der einzelnen Transportringe zu stoßen. Bei geripptem Ovalstahl erfolgt das durch einen Quetschhülstenstoß (Abb. 17), der die Spannbandwickelmaschine einwandfrei passieren kann.

Anfangs- und Endverankerungen des Spannbandes sind bei jedem Wickelabschnitt erforderlich. Die Anfangsverankerung (Abb. 18) ist nach dem Anziehen der Klemmbolzen an den Verankerungsleisten eigentlich überflüssig. Sie verbleibt jedoch als Sicherheitsverankerung im Bauwerk, da sie nur schwer nachträglich ausbaubar ist.

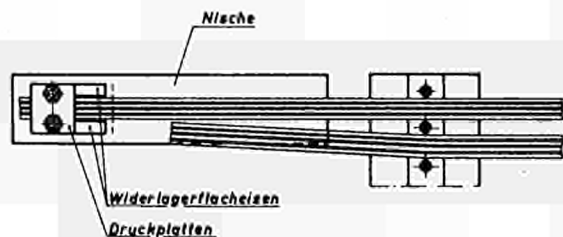
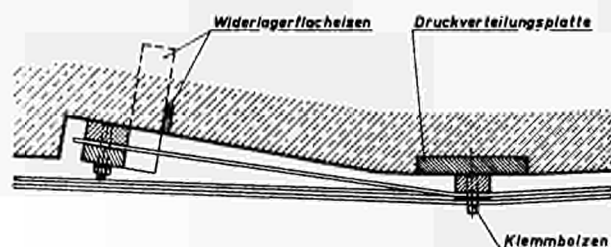


Abb. 18 Anfangsverankerung

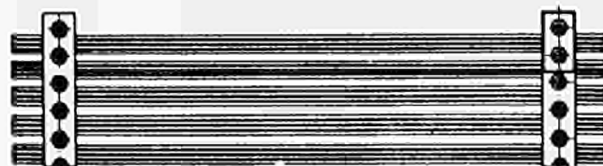
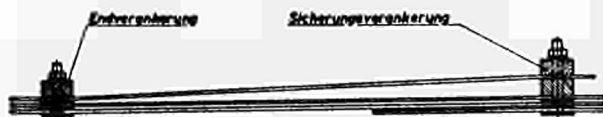


Abb. 19 Endverankerung (Sicherungsverankerung)

Die Anfangsverankerung ist eine serienmäßige Klemmverankerung des Spannverfahrens KA mit zwei Klemmschrauben und im Bereich des Stufensprunges vor einer Verankerungsleiste in einer Nische im Behälterbeton untergebracht, so daß das erste Spannband darüber hinweggeht. Die Horizontalkräfte werden durch einbetonierte Widerlagerflacheisen aufgenommen. Zur Verminderung der Betonpressungen und zur besseren Montage werden die Widerlagerflacheisen durch Bleche verbunden. Die untere Druckplatte der Anfangsverankerung besitzt Innengewinde für die beiden Klemmschrauben. Die Anfangsklemmverankerung kann die volle Bruchlast des Spannbandes sicher aufnehmen.

Die Endverankerung des Spannbandes kann ohne zusätzliche Maßnahmen an einer Klemmleiste erfolgen. Da dieser am Stufensprung eine weitere Klemmleiste folgt, kann dort leicht eine Sicherungsverankerung gemäß Abbildung 19 angebracht werden. So wird ebenfalls bei einer Unterbrechung des Wickelvorganges verfahren, wie sie beispielsweise beim Aufbringen einer Teilvorspannung eintritt.

## 6. Bauvorgang

Mit dem Fortschreiten des Betoniervorganges werden die Druckverteilungsplatten und die Fahrstienen für die Spannbandwickelmaschine eingebaut. Nach dem Betonieren werden die Rundgliederketten, die als Zugglieder dienen, in die Fahrstienen eingelegt und die Spannbandwickelmaschine montiert. Gleichzeitig erfolgt das Anschrauben der Klemmbolzen und das Anschweißen der Abstandhalterbolzen.

Das Fahrwerk der Spannbandwickelmaschine hängt sich in die Rundgliederketten und stützt sich auf den Fahrstienen ab. Auf der Maschine befinden sich die Greifvorrichtungen für die Spanndrähte, die Bremsen und der Antriebsmotor sowie die Steuer- und Meßelemente für die Einstellung der Spannkraft. Synchron mit der Wickelmaschine läuft auf dem Behälter ein Versorgungswagen, der die Haspeln für den Spannstahl trägt sowie die Maschine für den Quetschhülstenstoß.

Je nach den statischen Erfordernissen kann der Wickelvorgang innerhalb eines Wickelabschnitts an jeder beliebigen Verankerungsleiste unterbrochen und später wieder fortgesetzt werden. Nachdem ein Wickelabschnitt mit dem erforderlichen Spannstahl belegt worden ist, werden die Druckleisten aufgesetzt und mit Klemmbolzen festgespannt.

## 7. Spannstahlkonservierung

Die einzelnen, aus vier Spannstählen bestehenden Spannbänder sind äquidistant angeordnet. Dabei beträgt der Lagenabstand 6,5 mm und der Zeilenabstand 26 mm. Diese Zwischenräume gestatten die Sichtkontrolle der Spannstahloberflächen mit Hilfe eines Technoskops (Abb. 20). Ein helles Gesichtsfeld zeigt alle Gegenstände zwischen 1 cm und Unendlich scharf, so daß bei richtiger Beleuchtung kein Spannstahloberflächenfehler unentdeckt bleibt. Je nach Wahl der Spannstahlkonservierung bleibt diese einfache Inspektionsmöglichkeit auch später erhalten.



Abb. 20 Technoskop

Wenn die Spannstahloberflächen mit einem filmbildenden Korrosionsschutzmittel behandelt werden, dessen Schichtdicke unter  $5\text{ }\mu\text{m}$  liegt, so können auch später in erfahrungsbedingten Abständen leicht Ergänzungen des Schutzes erfolgen.

Trotzdem bleiben die Spannstähle und die übrigen Stahlteile einwandfrei optisch kontrollierbar. Hierin liegt ein beachtlicher Vorteil gegenüber dem Korrosionsschutz durch dicke Filme (größer als  $20\text{ }\mu\text{m}$ ). Abbildung 21 zeigt ein automatisches Sprühgerät, das einen Schutzfilm bereits auf dem Versorgungswagen am ablaufenden Spannstahl aufbringt.

An den Bolzen der Prismabewehrung können Schalungen angebracht werden, die es gestatten, die Wickelbewehrung lückenlos in Portlandzementmörtel einzubetten. In dem Funktions-Modell (Abb. 22) wird das mit einfachen Mitteln gezeigt. Bei dieser Konservierungsmethode bleibt jedoch der Spannstahl später vollkommen unzugänglich.

#### 8. Prismabewehrung für Betonmodelle

Bei dem verhältnismäßig kleinen Durchmesser (ca. 5 m) der üblichen Betonmodelle wäre der Einsatz einer Spannbändwickelmaschine zu aufwendig. Deshalb werden in einer Abwandlung des Verfahrens jeweils vier Spannstähle spannungslos abgewickelt und an den Verankerungsleisten mit kleinen Spanngeräten gespannt. Durch die Reibung an den Umlenkstellen ergeben sich unterschiedliche Umlenkkräfte. Um diese Unterschiede auszugleichen und die Reibungsverluste möglichst klein zu halten, werden folgende Maßnahmen getroffen:

- Es werden 7 Verankerungsleisten angeordnet.
- Der Umschlingungswinkel der Spannbänder beträgt zwei Verankerungsleistenfelder, wobei das Spannen versetzt erfolgt. Bezeichnet man die Verankerungsleisten von 1 bis 7, so wird bei der  $x$ -ten Spannbändzelle an den Verankerungsleisten 1, 3, 5 und 7 gespannt. Bei der folgenden  $(x+1)$ -ten Spannbändzelle wird an den Verankerungsleisten 2, 4 und 6 gespannt usw.

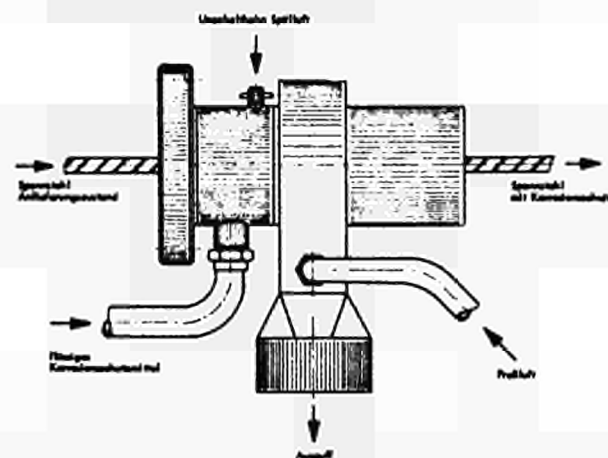


Abb. 21 Automatisches Sprühgerät für Korrosionsschutzfilm

- Nachdem an der  $(n+1)$ -ten Verankerungsleiste das Spannband gespannt ist, wird an der vorhergehenden  $n$ -ten Verankerungsleiste die Zwischenverankerung gelöst, so daß an dieser Stelle ein Spannungsausgleich im Spannband erfolgt.

- Zur Verminderung der Reibung werden die Umlenk- und Klemmleisten einseitig mit einem Hochleistungsschmiermittel versehen.

Zum unbehinderten Ablauf der Spannarbeiten bei der für Betonmodelle - wie beschrieben - abgewandelten Prismabewehrung werden drei kleine Spanngeräte eingesetzt, die untereinander durch eine hydraulische Logik verbunden sind.

#### 9. Spannkraftkonzentrationen

Der Platzbedarf für die Prismabewehrung ist vergleichsweise gering. In der Tabelle werden für verschieden viele Spannbändlagen die Bruchlast pro stgm. Behälterhöhe angegeben. Dabei ist der Platzbedarf für die Fahrschienen anteilmäßig eingerechnet worden.

Tabelle

Prismabewehrung		Bruchlast des Spannstahls pro stgm. Behälterhöhe
Anzahl der Lagen	Dicke	
10	21 cm	2 810 Mp
50	65 cm	14 050 Mp
100	120 cm	28 100 Mp

Die Abb. 23 zeigt das Funktionsmodell für einen AGR-Spannbetondruckbehälter Typ APC mit der beschriebenen Ringspannbewehrung.

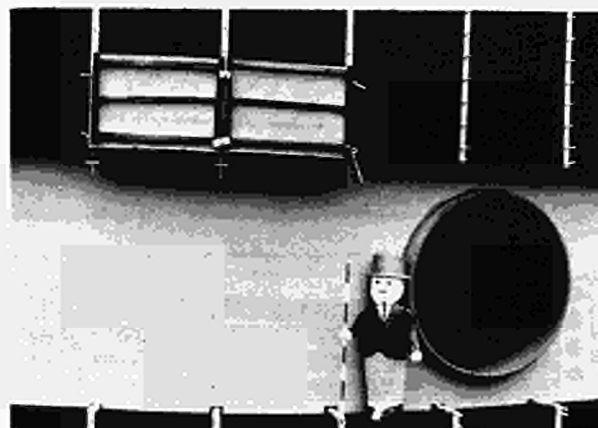


Abb. 22 Kletterschalung für Betonumhüllung

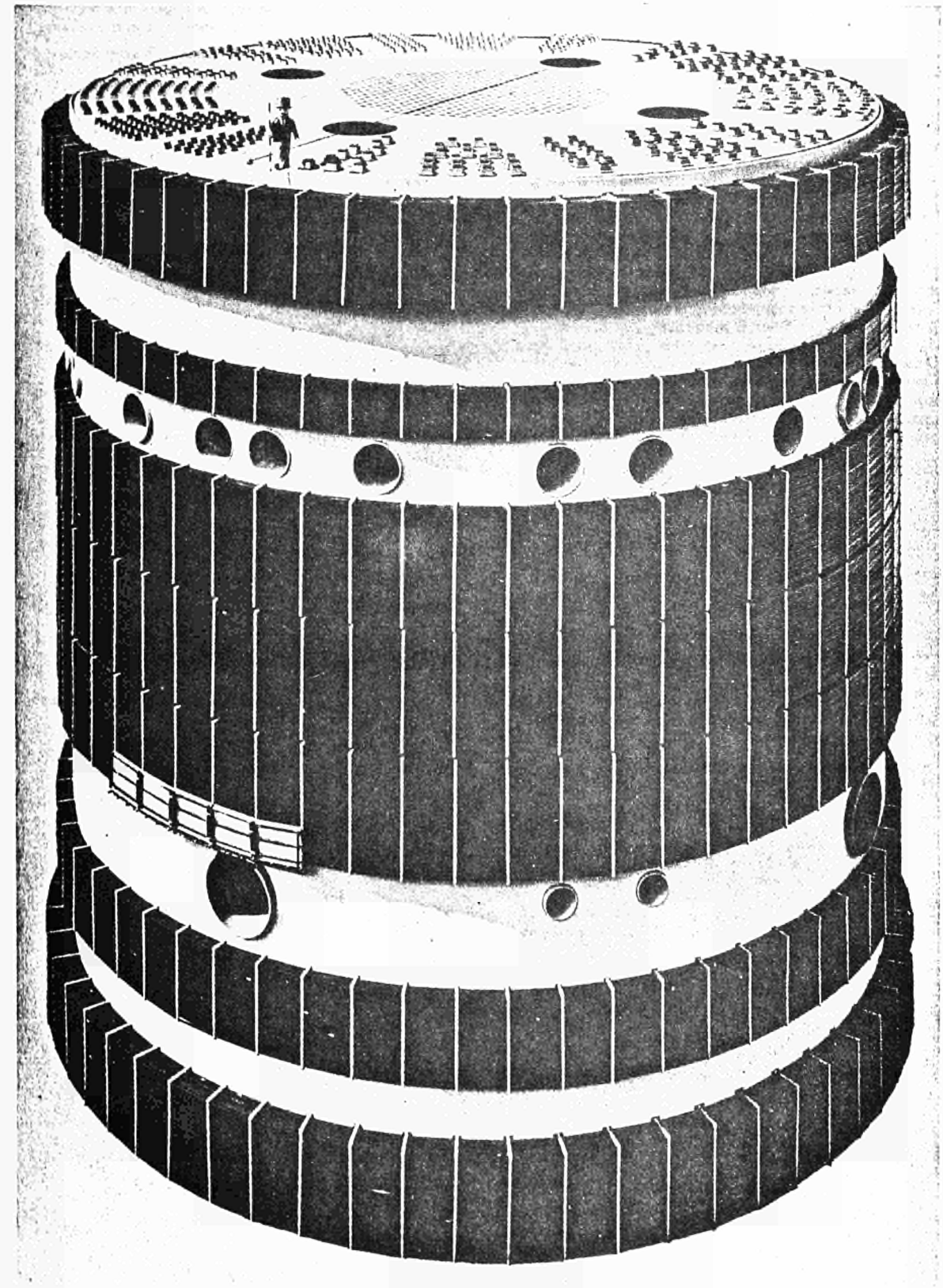


Abb. 23 Funktionsmodell AGR-Spannbetondruckbehälter Typ APC

## 10. Zusammenfassung

Spannbetondruckbehälter mit auf der äußeren Mantelfläche angeordneter Ringspannbewehrung sind besonders dann wünschenswert, wenn in der Behälterwand Einbauten (z.B. Wärmetauscher) vorgesehen wurden. Eine gewickelte mehrlagige Ringspannbewehrung mit äquidistanter Spanndrahtanordnung ist im Hinblick auf Konservierung und Inspektion des Spannstahls vorteilhaft. Unter Verwendung der Konstruktionsmerkmale des Spannverfahrens KA konnten Zwischenverankerungen in Form von Klemmverankerungen ausgebildet werden, die alle Spanndrähte der Ringspannbewehrung untereinander an mehreren Punkten des Behälterumfanges in einen nachträglich hergestellten kraftschlüssigen Verbund bringen. Die erforderlichen Klemmkräfte werden mit vorgespannten Schrauben erzeugt. Eine Wickelmaschine verarbeitet gleichzeitig vier Spanndrähte, die als sog. Stufenwicklung geführt werden. Einer Beschreibung des Bauvorgangs folgen Angaben über Inspektions- und Schutzmöglichkeiten für den Spannstahl sowie über ein Verfahren, Modellbehälter mit Prismabewehrung ohne eine speziell verkleinerte Wickelmaschine herzustellen. Abschließend wird aufgezeigt, welche Spannkraftkonzentrationen mit der beschriebenen Ringspannbewehrung erreichbar sind.

## Literatur

- [1] Diskussion Group A, Fig. 14, S. 62  
Conference on prestressed concrete pressure vessels  
London 1967  
G. Brown: Advances in the gas-cooled reactor system.  
The Journal of the British Nuclear Energy Society,  
Vol. 8, No. 1, Jan. 1969  
S. 46 - 59, bes. S. 47

R.V. Moore: Review of experience with gas-cooled reactor power stations.

The Journal of the British Nuclear Energy Society,  
Vol. 8, No. 2, April 1969  
S. 123 - 133, bes. S. 132

L.A. Lys, J.H. Broider, H. Fruttschi:  
Gas turbine fast reactor design.

The Journal of the British Nuclear Energy Society,  
Vol. 8, No. 3, July 1969  
S. 213 - 222, bes. S. 216

- [2] R.S. Taylor: The Wylfa vessels

Conference on prestressed concrete pressure vessels  
London 1967  
S. 13 - 19, bes. S. 15

- [3] W. Zerna: A method for prestressing pressure vessels

Conference on prestressed concrete pressure vessels  
London 1967  
S. 281 - 283, bes. Fig. 1

- [4] F. Leonhardt: Spannbeton für die Praxis

2. Auflage, Ernst + Sohn, S. 162 - 164

- [5] L. Mühe: Klemmverankerung vereinfacht  
Spannverfahren

Bau und Bauindustrie 10/1962, S. 394 - 400

L. Mühe: Spannglieder mit großer Einzelspannkraft

Bau und Bauindustrie 6/1965, S. 282 - 299

- [6] H. Wascheidt: Stähle für Bauteile aus Spannbeton

Betonstein-Zeitung 9/1968

ESSAI DE CERCE DE PRECONTRAINTE EN FEUILLARD  
D'ACIER A HAUTE RESISTANCE

A. PUYO, J. PICAUT : Coyne & Bellier, Paris  
R. SAGLIO, F. ROUGE, P. THOME, Mme BONNIN :  
Commissariat à l'Energie Atomique, Saclay  
F. DUPAY : Commissariat à l'Energie Atomique,  
Marcoule.

N° 15

## 1. PREAMBULE

L'avenir des enceintes primaires en béton précontraint est lié aux facilités que présente le béton précontraint de réaliser des forces pratiquement illimitées. Or les câbles classiques ont une puissance unitaire qui n'est pas à l'échelle des efforts supportés par les ouvrages et leur utilisation fait conséquemment obstacle au développement de cette technique.

A la suite d'études d'avant-projet (C.E.A. - COYNE & BELLIER) il est apparu extrêmement avantageux de reporter à l'extérieur de l'ouvrage tous les câbles de précontrainte circulaire en réalisant des anneaux indépendants d'acier à haute résistance sur lesquels on vient prendre appui pour comprimer le béton de l'ouvrage : autrement dit des vérins radiaux interposés entre l'anneau métallique et le béton tendent le premier en comprimant le second.

Indiquons ci-après quelques ordres de grandeur. Un caisson devant supporter une pression de service de 100 bars (1400 psi) avec un diamètre intérieur de 10 m et un diamètre extérieur de 20 m devra avoir une force de précontrainte de l'ordre de 7 000 tonnes par mètre de hauteur de cylindre ; la section de chaque anneau de précontrainte devra donc exercer une force de service de 10 000 tonnes en choisissant comme distance entre axe de deux anneaux successifs 1,40 m.

### 1.1. Avantages

#### 1.1.1. Avantage des cerces extérieures

- Facilité de mise en oeuvre du béton. On n'est pas gêné par une forêt de gaines et d'armatures ; la confection du béton est donc rapide et aisée, la durée de construction intervenant dans le coût global de l'aménagement, ce gain de temps sur le bétonnage peut être un facteur important d'économie.



- Volume minimal de béton. Il n'est pas nécessaire de prévoir une forme spéciale de l'extrados pour permettre l'ancrage des câbles. Corrélativement le diamètre extérieur de l'enceinte est aussi réduit que possible.
- Homogénéité des contraintes dans le béton, la force de la cerce étant sensiblement constante le long d'une circonférence. Il n'en est pas ainsi lorsqu'il est nécessaire de prévoir des recouvrements de câbles de précontrainte.
- Possibilité accrue de placer des ouvertures entre deux cerces successives, la distance normale entre deux cerces pouvant être de l'ordre du mètre.
- Possibilité d'inspection visuelle et de contrôle systématique de la tension des cerces, donc sécurité accrue.

Quantité d'acier de précontrainte réduite au minimum par suite de :

- absence de recouvrement des câbles,
- absence de pertes de tension par frottement,
- la possibilité de retendre les cerces pour tenir compte du fluage et du retrait du béton et de la relaxation de l'acier.
- Une fois la mise en place des cerces effectuées, la mise en tension est très rapide, d'où un gain de temps. Cette possibilité de tendre et de détendre rapidement les cerces peut éventuellement faciliter la conception de l'ouverture du caisson.

#### 1.1.2. Avantages d'utilisation de feuillard d'acier à haute résistance

Les cerces sont constituées en feuillard plutôt qu'en torons ou en fils parallèles pour les raisons suivantes :

- Plus grande facilité de réaliser des ancrages sûrs.
- Sécurité en cas de rupture d'un feuillard.
- Diminution de l'encombrement et du coût des selles d'appui qui ne comportent pas de montants latéraux.



- Mise en place plus aisée qu'avec des torons.
- Suppression des contraintes parasites dues à des contacts ponctuels fils sur fils, particulièrement importantes pour des câbles de grande puissance.

#### 1.2. But de l'essai de cerce en feuillard et idées directrices de l'essai

Cet essai a essentiellement pour but :

- 1 - de se familiariser avec les problèmes que peut soulever la mise en place du feuillard ;
- 2 - de montrer que le dispositif "d'ancrage" par frottement de la dernière spire donne satisfaction ;
- 3 - de procéder à une vérification pratique de l'uniformité de montée des vérins et de l'équilibre de la cerce lors de la mise en tension ;
- 4 - de vérifier le comportement de la cerce lorsque l'acier dépasse la tension nominale de précontrainte.

Des considérations d'économie ont amené à utiliser les 16 vérins de 500 t course 20 cm se trouvant au Centre de Marcoule comme vérins de mise en tension. Avec un nombre aussi réduit de vérins les contraintes dans l'anneau en béton sont loin d'être uniformes au voisinage de l'extrados de l'anneau.

On a cherché à n'éviter aucune des difficultés que pouvait occasionner l'emploi du feuillard : la largeur du feuillard (250 mm) est probablement supérieure à celle qui serait employée sur un ouvrage. Avec un feuillard large on pouvait craindre que le feuillard ne soit pas parfaitement plan ou que les bords des bandes ne soient pas parfaitement rectilignes. Ces défauts et les conséquences possibles de ces défauts devaient être plus visibles avec des bandes larges qu'avec des bandes plus étroites (100 à 150 mm), en même temps que la mise en place et l'ancrage de la fibre externe étaient rendus plus difficiles. L'homogénéité des déformations d'une cerce doit être d'autant meilleure que le nombre de spires est plus élevé.

En outre, on a utilisé du feuillard à bord cisailé pour bien vérifier qu'il n'en résulterait pas des amorces de déchirures susceptibles de diminuer de façon inacceptable l'allongement de rupture.

Le rayon de courbure est plus faible et l'angle de courbure au droit des selles d'appui est plus grand que dans une cerce réelle ; l'essai doit donc avoir un caractère pessimiste à ce point de vue.

Dans le cas d'un caisson, les vérins ne serviront qu'à la mise en tension et seront réutilisés pour la cerce suivante : ils ne seront donc pas fixés sur le béton, mais simplement posés.

## 2. DISPOSITIF D'ESSAI

### 2.1. Description

Le dispositif d'essai proprement dit comprend :

2.1.1. Un anneau en béton.

2.1.2. Des vérins agissant radialement sur la cerce par l'intermédiaire de pièces d'appui auxquelles sont fixées les brides.

2.1.3. La cerce en acier.

2.1.4. Un matériel hydraulique.

2.1.5. L'appareillage de mesure.

2.1.1. L'anneau en béton a 0,65 m de hauteur. La paroi intérieure est un cylindre de 2 m de diamètre comportant une peau de 5 mm d'épaisseur, ancrée dans le béton par des goujons et formant coffrage. Le contour extérieur est un polygône de 16 côtés circonscrit à un cercle de 4 m de diamètre. Les faces du polygône sont des dalles préfabriquées comportant un ferrailage de peau. (Voir photo n° 1).

Le béton compris entre ces deux parois a été renforcé par un ferrailage de 8 barres de 25 mm de diamètre ayant pour rôle d'absorber partiellement l'énergie libérée dans l'anneau au cours d'un essai de rupture.

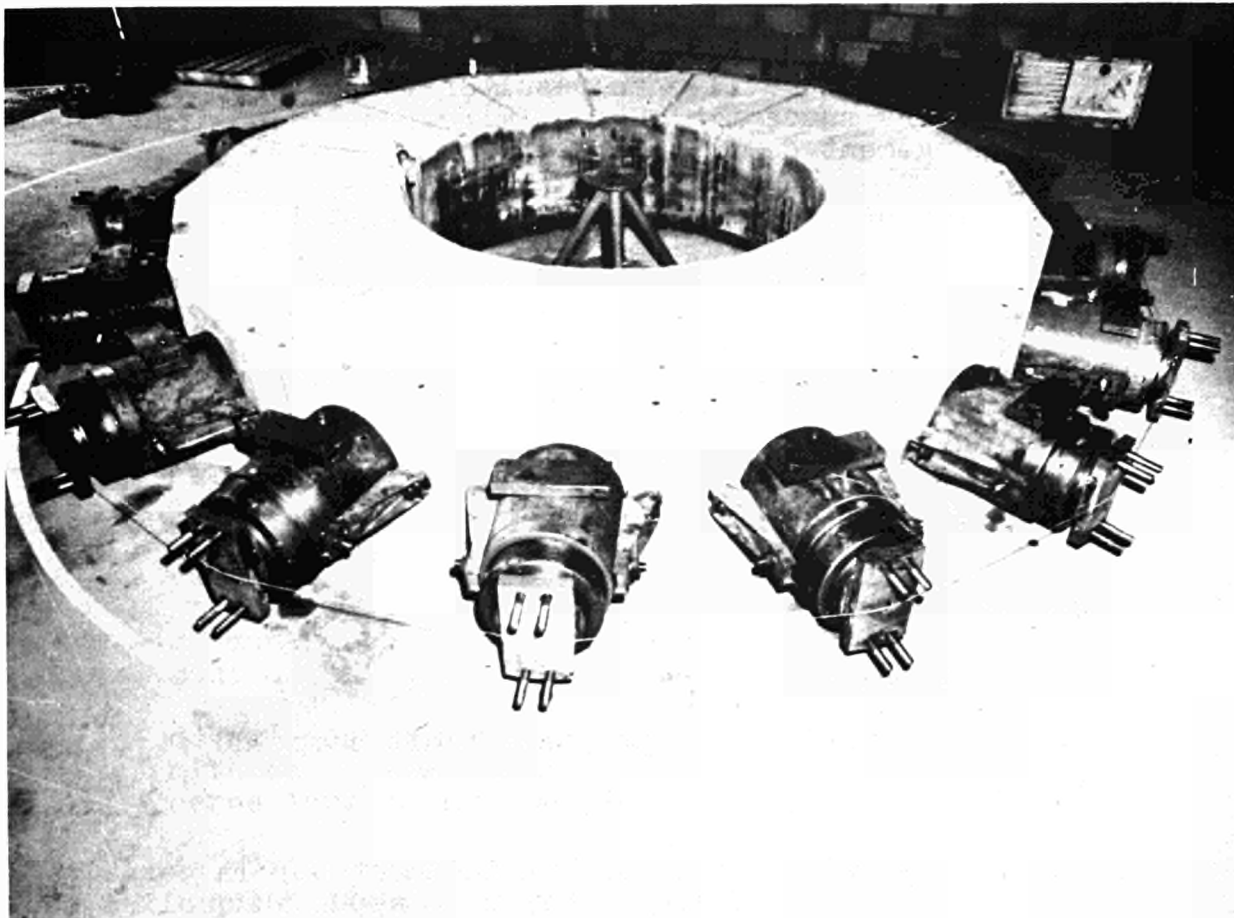


Photo No.1

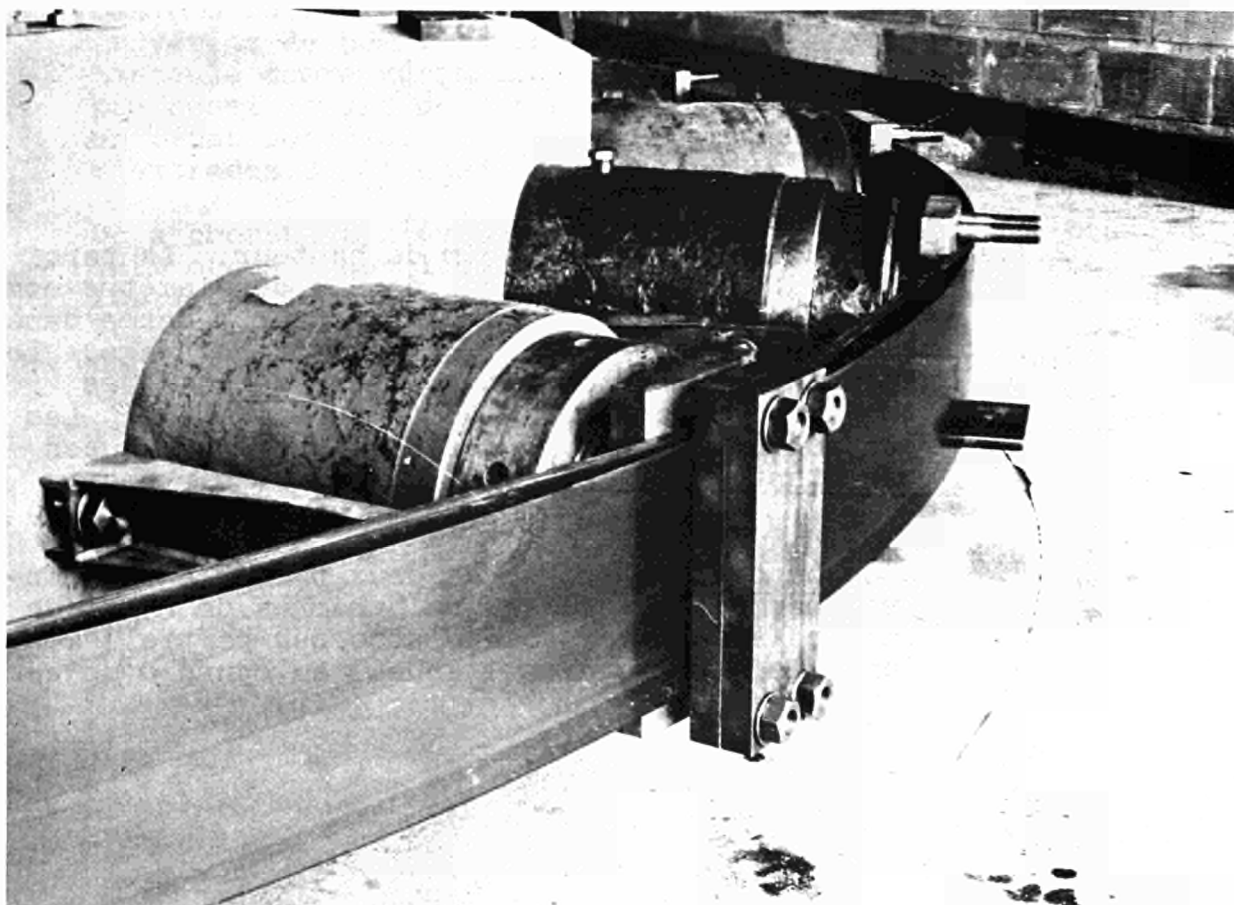


Photo No.2

2.1.2. Pour simplifier le montage, les 16 vérins ont été fixés à leur position par des boulons scellés sur la face polygônale de l'anneau (Voir photo n° 2).

Ces vérins sont des vérins de 500 t de force nominale, 20 cm de course, 40 cm de diamètre extérieur, munis d'un écrou de sécurité. La surface du piston est de 594 cm<sup>2</sup>.

Le piston agit sur une selle dont la face en contact avec le feuillard est une portion de cylindre de 500 mm de rayon.

Quatre tiges filetées sont ancrées sur cette selle pour fixer une bride qui vient s'appuyer sur le feuillard par l'intermédiaire de rondelles Belleville avec une force de 8 t environ, afin d'assurer la mise en tension progressive de la spire externe de feuillard.

2.1.3. Le feuillard utilisé est un acier à 0,75 % de carbone, laminé à chaud et à froid, et trempé.

- Limite élastique ..... 135 kg/mm<sup>2</sup>
- Limite de rupture ..... 160 kg/mm<sup>2</sup>
- Allongement de rupture hors striction 4 à 5 %.

Ces valeurs sont les valeurs mesurées sur éprouvettes.

La bande d'épaisseur 1 mm a une largeur de 250 mm (bords cisailés) et est livrée en bobines de 0,35 m de diamètre intérieur, 0,70 m de diamètre extérieur, les spires de l'enroulement étant jointives ce qui constitue une présomption de planéité. Chaque bobine de feuillard, pesant environ 600 kg, permet de réaliser 18 spires environ.

Le feuillard a été mis en place aisément en faisant tourner la bobine autour de l'anneau, le déroulement de la bobine étant accompagné par une légère traction. Le profil obtenu était un polygone curviligne régulier.

L'enroulement de la première bobine a été commencé en plaçant l'extrémité du feuillard sur la selle n° 16, et en l'appliquant ensuite sur les selles 1, 2, 3 .... L'extrémité de l'enroulement de la première bobine est au delà de la selle n° 9. (Voir photo No. 3).

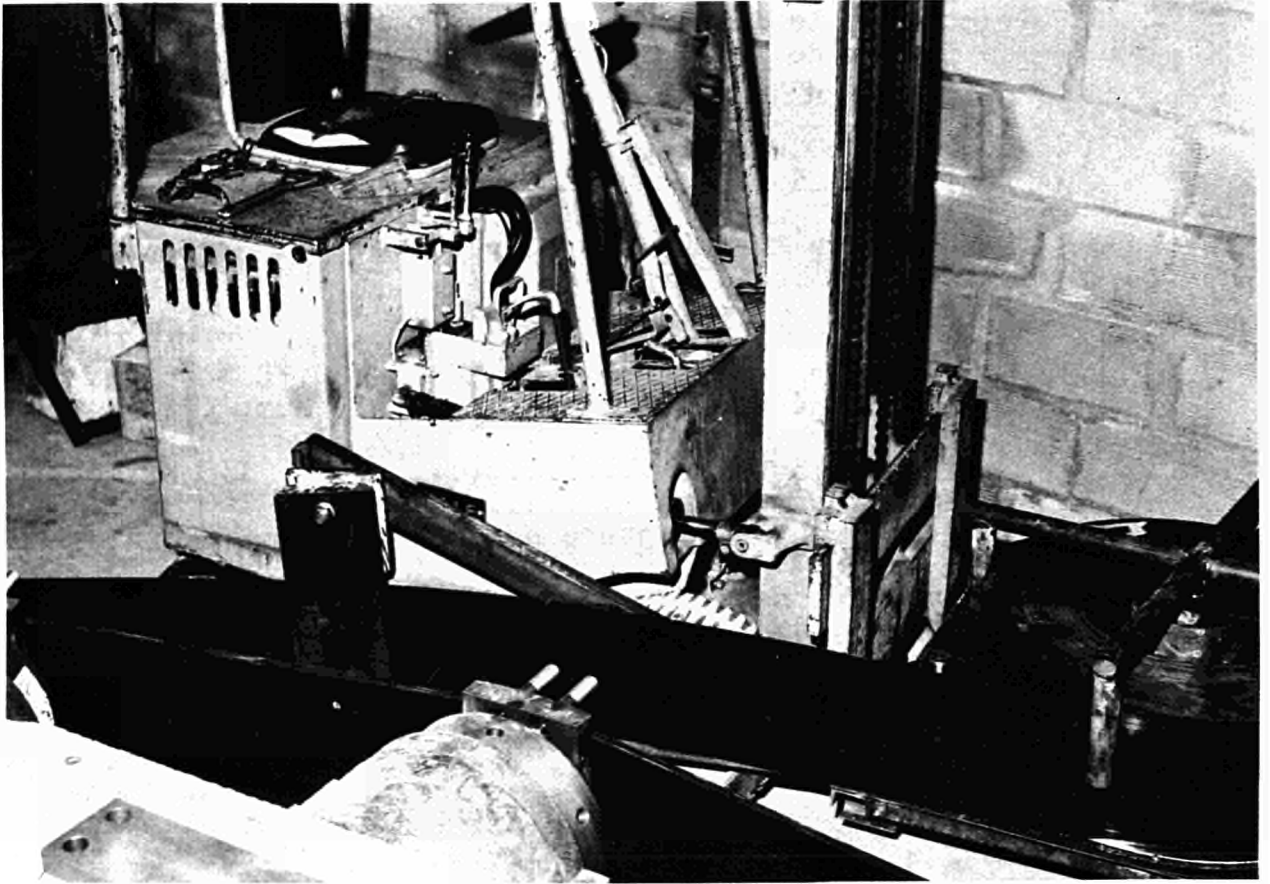


Photo No.3

Arrivé au bout de la première bobine, on a mis en place la deuxième bobine de la même façon et dans le même sens en réalisant un recouvrement des extrémités de chaque bobine sur une seule selle (selle n° 9).

L'extrémité externe du deuxième enroulement se trouverait au delà du patin n° 16.

- 2.1.4. Les 2 pompes utilisées pour la mise en tension étaient les pompes hydrauliques ayant servi à la mise en précontrainte des câbles de G2-G3.

Elles présentaient l'inconvénient d'assurer assez difficilement des paliers de pression stables. Chaque vérin pouvait être isolé par un robinet du circuit de pompage.

- 2.1.5. L'appareillage de mesure peut être classé en deux catégories :

- a) les mesures dites de surveillance telles que par exemple le contrôle de non basculement des vérins : nous n'en parlerons pas ici pour ne pas surcharger cet exposé,
- b) les mesures sur la cerce comprenaient des mesures au moyen de comparateurs du déplacement radial de la selle par rapport à l'anneau et de l'anneau lui-même, corroborées par de mesures de déformation absolue de la cerce elle-même.

Des mesures tangentiellles constituées par des strain gauges collés sur la face interne et sur la face externe entre axes de chaque selle d'appui : la cerce ayant initialement une courbure entre les selles d'appui, les lectures de zéro doivent être corrigées pour tenir compte de la courbure initiale mesurée.

Les résultats des mesures sur la fibre externe ont permis de suivre le mode de mise en tension du début de l'enroulement au cours de la montée en pression.

Il faut signaler que les spires ainsi mises en place étaient effectivement jointives et que l'écrasement de l'empilement des spires mesuré au droit des patins a été pratiquement nul.

## 2.2. Déroulement de l'essai

L'essai a été décomposé en deux parties, compte tenu des forces que pouvaient produire les vérins.

- 2.2.1. Dans la première phase, la cerce était constituée par les deux enroulements superposés dont nous avons décrit la mise en place, et qui constituaient au total 37 spires.

Rappelons que la spire externe n'est que partiellement intéressée à partir de son extrémité, et le nombre de spires effectif est par conséquent compris entre 36 et 37.

La pression maximum atteinte dans les vérins a été de 597 bars, ce qui correspond à une force de 925 t appliquée sur la cerce soit une contrainte moyenne de 100 kg/mm<sup>2</sup> qui reste donc à l'intérieur du domaine élastique.

- 2.2.2. Au cours de la deuxième phase, la cerce était constituée de 18 9/16 spires : autrement dit on a conservé seulement les spires internes de la première bobine. Le deuxième enroulement ayant été placé extérieurement à une quinzaine de centimètres pour assurer la sécurité au cas où la rupture aurait été brutale.

Compte tenu de la force dont on disposait par l'intermédiaire des vérins, il devenait possible de mener l'essai à rupture. La pression dans les vérins au moment de la rupture a été 476 bars.

La progressivité de l'ancrage de la spire externe a été surveillé de la même façon que dans le premier essai : la dispersion des valeurs de frottement s'est avérée plus grande au cours de la phase de déformation plastique.

## 2.3. Mécanisme de la mise en tension de la spire externe

Au droit de chaque selle la spire extrême, en partant de son extrémité libre, prend une certaine tension créée d'une part par la force de 8 t appliquée par l'étrier, d'autre part à cause de l'enroulement lui-même. La tension de la spire externe est ainsi progressivement augmentée au droit de chaque selle, jusqu'à atteindre la tension nominale des autres spires.

Si on se donne la force appliquée sur la spire extérieure par les étriers et le coefficient de frottement, on peut calculer, en fonction de la tension du feuillard, le nombre de patins sur lesquels se produit le glissement. Réciproquement, connaissant ce nombre de patins  $n$  et la force appliquée par l'étrier, on en déduit le coefficient de frottement feuillard sur feuillard.

Il faut remarquer aussi que ce glissement (qui n'est pas parfaitement progressif) est irréversible lors de la détente même partielle de la cerce ; partout où le glissement de la spire externe s'est produit, cette spire passe en compression au moment de la détente ; le rapport de la longueur libre entre selles à l'épaisseur du feuillard étant de l'ordre de 1 000, le feuillard externe se décolle de façon apparente des autres spires par flambage, corroborant les valeurs des mesures de strain gauges sur la fibre externe.

Aucune précaution n'avait été prise pour améliorer le coefficient de frottement feuillard sur feuillard ; on était parti de l'hypothèse que ce coefficient de frottement serait égal à 0,1 (l'expérience a confirmé cette hypothèse).

Pratiquement, rien ne s'opposerait à concevoir un ancrage qui se fasse non sur la seule spire mais sur deux ou plusieurs spires. La seule différence est que la loi des pertes de tension le long de l'enroulement n'est pas la même dès que deux couches de feuillard sont intéressées par le glissement. (Voir graphique de principe n° 1).

#### 2.4. Jonction par recouvrement de deux extrémités de feuillard

Pour qu'il y ait glissement du feuillard "a" sur le feuillard "b", il faut que la tension  $t$  dans le feuillard "a" soit supérieure aux forces de frottement exercées sur "a" par les feuillements sus-jacents et par le feuillard "b".





Si  $t$  est la tension d'un feuillard dans une spire quelconque, la tension de la demi-cerce externe est  $18 \times t$ , l'effort dans le sens radial est  $18 \times 0,4 \times t = 7,2 t$  ; les forces induites par le frottement en supposant un coefficient de frottement de 0,1 sont  $2 \times 0,1 \times 7,2 t = 1,44 t > t$ .

Les glissements relatifs des brins  $a$  et  $b$  ne se produisent donc que sur une fraction négligeable de la surface située au droit de l'appui.

### 3. RESULTATS DES ESSAIS

Avant de commencer l'essai, un relevé de la géométrie (position, orientation des vérins) a été fait.

#### 3.1. Essai du feuillard dans le domaine élastique

On peut remarquer qu'en raison de la conception même des pompes et de la faible quantité d'huile contenue dans les vérins, la stabilisation de la pression lors des paliers a été assez difficile à assurer, les fluctuations s'étant avérées être de l'ordre de 7 % au cours d'un palier donné. Ceci a obligé parfois à faire des corrections par interpolation lors de l'interprétation des mesures.

##### 3.1.1. Mesures des strain gauges collés sur les fibres externes et internes du feuillard

Les étalonnages ont été faits sur éprouvettes et traduits en contrainte ( $E = 20\,000 \text{ kg/mm}^2$ ). Les résultats sont reportés sur le graphique circulaire n° 2.

Sur le graphique n° 3 on a reporté les moyennes des lectures sur chaque segment de cerce interne et externe, abstraction faite des parties de la fibre externe où il y a glissement.

##### 3.1.2. Mesures des déformations radiales au droit des selles

Les résultats (mesures relatives) sont reportés sur le graphique circulaire n° 4. A partir de la géométrie initiale on a pu calculer que le rattrapage de mou était de 6,7 mm en moyenne. Les moyennes des mesures, compte tenu des déformations de l'anneau sont reportées sur le graphique n° 5 (mesure absolue).

### 3.1.3. Ancrage externe

Sur le graphique n° 6 on a tracé la progression de la tension de la spire externe en prenant l'extrémité externe pour origine. Le glissement progresse à partir de la selle 16 dans le sens de la numérotation décroissante au fur et à mesure que la pression dans les vérins augmente la tension des feuillets.

## 3.2. Essai à rupture

L'essai à rupture comporte en réalité trois phases : une phase dans le domaine élastique, une phase de déformation plastique et la rupture proprement dite. Le nombre de spires est de 18 9/16, mais compte tenu de ce nombre relativement faible, la section de la cerce n'est pas constante.

Le diagramme effort-déformation mesuré sur éprouvettes à l'aide de strain gauges est indiqué sur le graphique n° 7.

### 3.2.1. Mesure des strain gauges collés sur les fibres externes et internes

Graphique n° 8 et graphique n° 9.

### 3.2.2. Mesure des déformations au droit des selles d'appui

Les mesures n'ont pu se faire au cours de la phase plastique de l'essai. On a seulement pu relever la position après rupture des pistons des vérins, ce qui donne une indication approximative de la déformation de rupture (graphique n° 10).

### 3.2.3. Ancrage de la spire externe

De la même façon que pour la phase d'essai à 37 spires, on a tracé sur le graphique n° 11 l'évolution du glissement de l'enroulement extérieur. Les mesures de strain gauges donnant des déformations, on s'est reporté, pour traduire le graphique en forces, à la courbe d'étalonnage des strain gauges établie sur des éprouvettes de feuillard (graphique n° 7).

### 3.2.4. Rupture

La position des ruptures est indiquée sur les graphiques n° 12 et 13. En raison du faible nombre de spires, compte tenu du fait que la spire externe n'est soumise qu'à une tension partielle, les déformations plastiques devaient normalement ne pas être régulières entre les selles. La rupture s'est produite pour une pression dans les vérins de 476 bars et n'a pas été explosive. Elles sont principalement localisées au voisinage du vérin 15. Après rupture, il restait la moitié des spires intactes, et la pression rémanente dans les vérins était de 240 bars.

L'énergie de rupture s'est dissipée par frottement (photo n° 4). A ce point de vue, le mode d'ancrage par frottement de la spire externe s'avère particulièrement propice.

Certaines ruptures de feuillard semblent s'être amorcées par le bord, pour d'autres le phénomène de striction a été apparent.

## 4. INTERPRETATION DES ESSAIS

### 4.1. Frottement

Les mesures des strain gauges sur les fibres externes permettent une évaluation du frottement.

Si on regarde les graphiques 6 et 11, on constate qu'au début de la mise en tension le coefficient de frottement est plus fort que celui admis par hypothèse et se situe aux environs de 0,15. Au fur et à mesure de la mise en tension, il décroît pour se stabiliser légèrement au-dessus de 0,10, ceci même au cours de la phase de déformation plastique.

La première de ces valeurs correspond à un petit déplacement, la deuxième à un grand déplacement.

On avait admis (graphique théorique n° 1) le même coefficient de frottement entre étrier sur feuillard et entre feuillard sur feuillard. Il semble que le glissement acier doux sur feuillard ait été de l'ordre de 0,15 à 0,20 au début du glissement pour se stabiliser à la valeur de 0,10 lorsque les glissements relatifs deviennent importants. Il faut signaler que le dérapage de la spire externe se produit de façon discontinue lors de la montée en tension et que la précision des mesures de frottement en est certainement affectée.

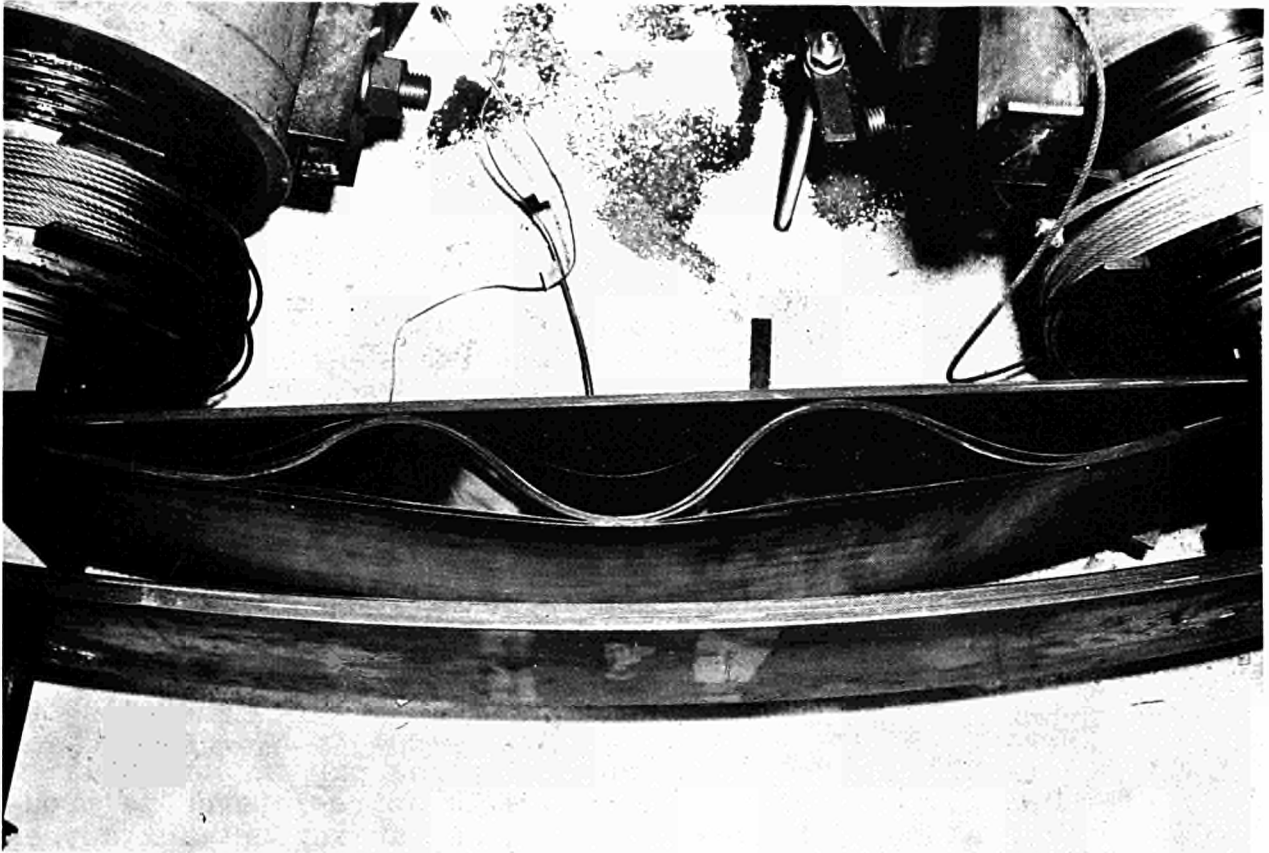


FIG. 4

#### 4.2. Courbe effort-déformation déduite des mesures de strain gauges

Les moyennes des lectures ont été reportées sur le graphique n° 3 (domaine élastique) en ne tenant pas compte des parties de la spire externe où la tension est partielle.

On remarque tout d'abord l'écart de déformation de 0,05 % (soit 10 kg/mm<sup>2</sup> évalué en contraintes) entre la fibre externe et la fibre interne. Ceci est dû à plusieurs causes :

- a) un décalage de zero que l'on peut évaluer à partir de la courbure initiale de la cerce avant mise en tension,
- b) une tension initiale lors de la mise en place.

Le cumul de ces deux termes se traduit par un terme correctif à ajouter algébriquement aux mesures relevées : ce terme traduit en contraintes est de 0 kg/mm<sup>2</sup> pour la spire externe et de - 4 kg/mm<sup>2</sup> pour la spire interne.

- c) par ailleurs la largeur de la selle n'est pas négligeable vis-à-vis de la distance entre selles et le coefficient de frottement selle sur feuillard est plus grand pour les petits déplacements que celui feuillard sur feuillard. La spire interne est appliquée sur la selle par les composantes radiales cumulées de toutes les tensions des spires sus-jacentes et subit sur la selle un glissement relatif plus faible que celui des autres spires par rapport à la selle. Le calcul montre que la spire interne se trouve alors surtendue entre selles par rapport aux autres spires de l'enroulement. En admettant que le coefficient de frottement feuillard sur selle est de 0,15, on trouve que cette surtension est de 3,5 % dans le cas d'une cerce à 37 spires et de 1,7 % dans le cas d'une cerce à 18 spires.

Les valeurs ci-dessus seraient doublées si le coefficient de frottement feuillard sur selle était de 0,20 au lieu de 0,15.

On a reporté sur un même graphique les déformations moyennes mesurées à partir des strain gauges. Pour évaluer le nombre de spires effectives pour chaque cas de charge, il faut considérer chaque intervalle entre deux selles et compter le nombre de spires effectives (si la spire extérieure dans ce segment ne supporte qu'une fraction de la

charge, elle n'est prise en compte que dans la même proportion : le nombre de spires effectif varie donc avec la tension). Cette prise en compte du nombre de spires a un caractère très théorique car la correction ainsi faite (1 %) est inférieure à la précision des lectures de pressions et erreurs provenant des frottements internes dans les vérins.

Si on prend pour base la courbe d'étalonnage des strain gauges sur éprouvettes calibrées, on peut évaluer la force du câble à 900 t lorsque la pression manométrique des vérins est de 597 bars.

Elle est de 925 t en se basant sur les pressions manométriques des vérins.

Cet écart est inférieur à la précision des mesures.

L'allongement de rupture, évalué à partir des lectures des strain gauges, est de 2,8 % (cf. graphique n° 14 déduit du graphique n° 9). L'allongement des vérins après rupture, après avoir soustrait les 6,7 mm de rattrapage de jeu est de l'ordre de 3,1 %. Ces chiffres sont concordants.

Comme pour les fils et câbles de grande longueur, l'allongement de rupture est évidemment inférieur à celui mesuré sur éprouvettes. Il s'agissait, il faut le rappeler, d'un feuillard à bord simplement cisailé. Bien que l'allongement de rupture obtenu soit parfaitement convenable, on peut espérer qu'un meulage des bords contribuera à procurer des valeurs encore plus élevées.

## CONCLUSION

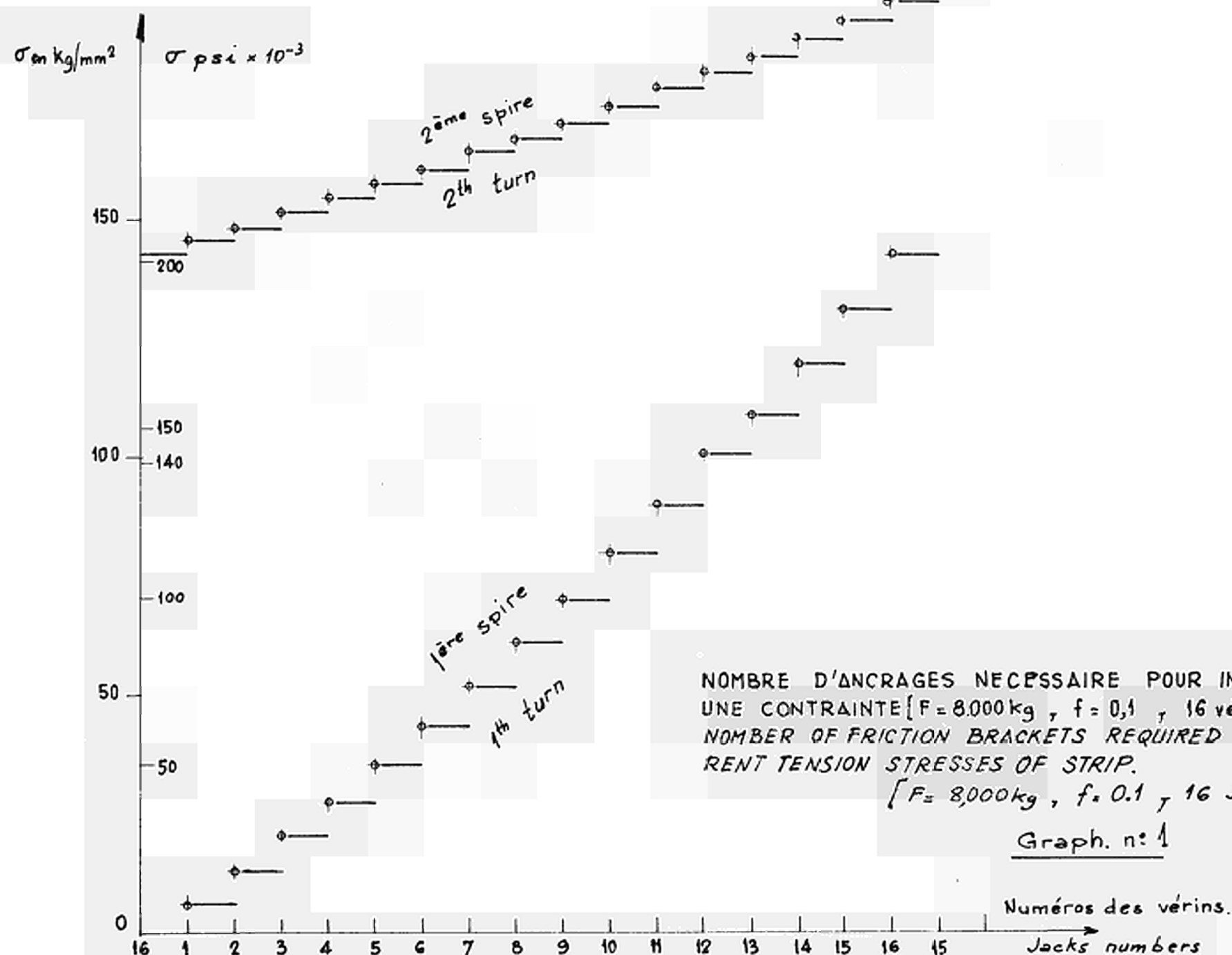
Les objectifs de l'essai ont été atteints et ont démontré la validité du principe.

De nouveaux essais doivent cependant être réalisés : on souhaite par exemple refaire un essai avec le même feuillard qui serait maintenu sous tension pendant un certain temps. On souhaite également essayer d'autres feuillards, en particulier à bords meulés. Bien entendu ces essais seront complétés par des essais sur éprouvettes et sur échantillons.

Mais l'essai a permis également de mettre au point un certain nombre de détails, de tirer des enseignements utiles pour la conception de la précontrainte d'un ouvrage.

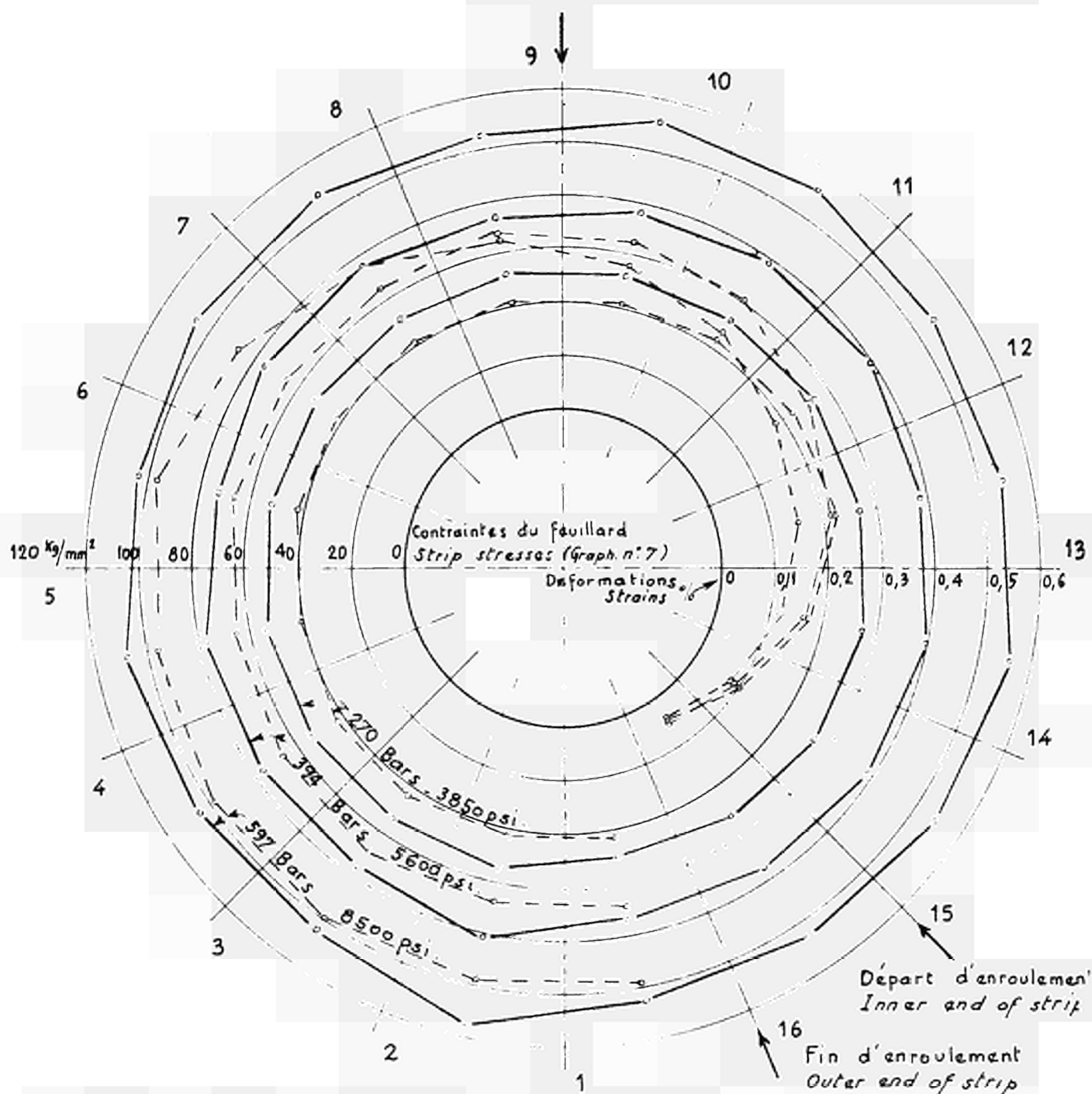
Le nombre de spires d'une cerce sera plus élevé, mais ceci ne soulèvera pas de nouveaux problèmes puisque les principes de jonction de spires, d'ancrages d'extrémité ont été vérifiés. Les valeurs des déplacements des vérins et des allongements seront au contraire plus homogènes.

Certes des problèmes de détails resteront à étudier pour l'application à un ouvrage, mais il ne s'agira plus que de problèmes mineurs liés à l'étude particulière de l'ouvrage.





Jonction entre les 2 bobines de feuillard.  
2 coils of strip junction.



ESSAIS A LIMITE ÉLASTIQUE AVEC 37 SPIRES  
TEST BELOW ELASTIC LIMIT: 37 TURNS.

RÉPARTITION DES CONTRAINTES MESURÉES AVEC DES JAUGES.  
DISTRIBUTION OF STRESSES AS MEASURED BY STRAIN GAUGES.

— — — — — Faces externes - Outside faces  
————— Faces internes - Inside faces.

Ech. { 1mm = 0,1%  
1mm = 2 kg/mm²

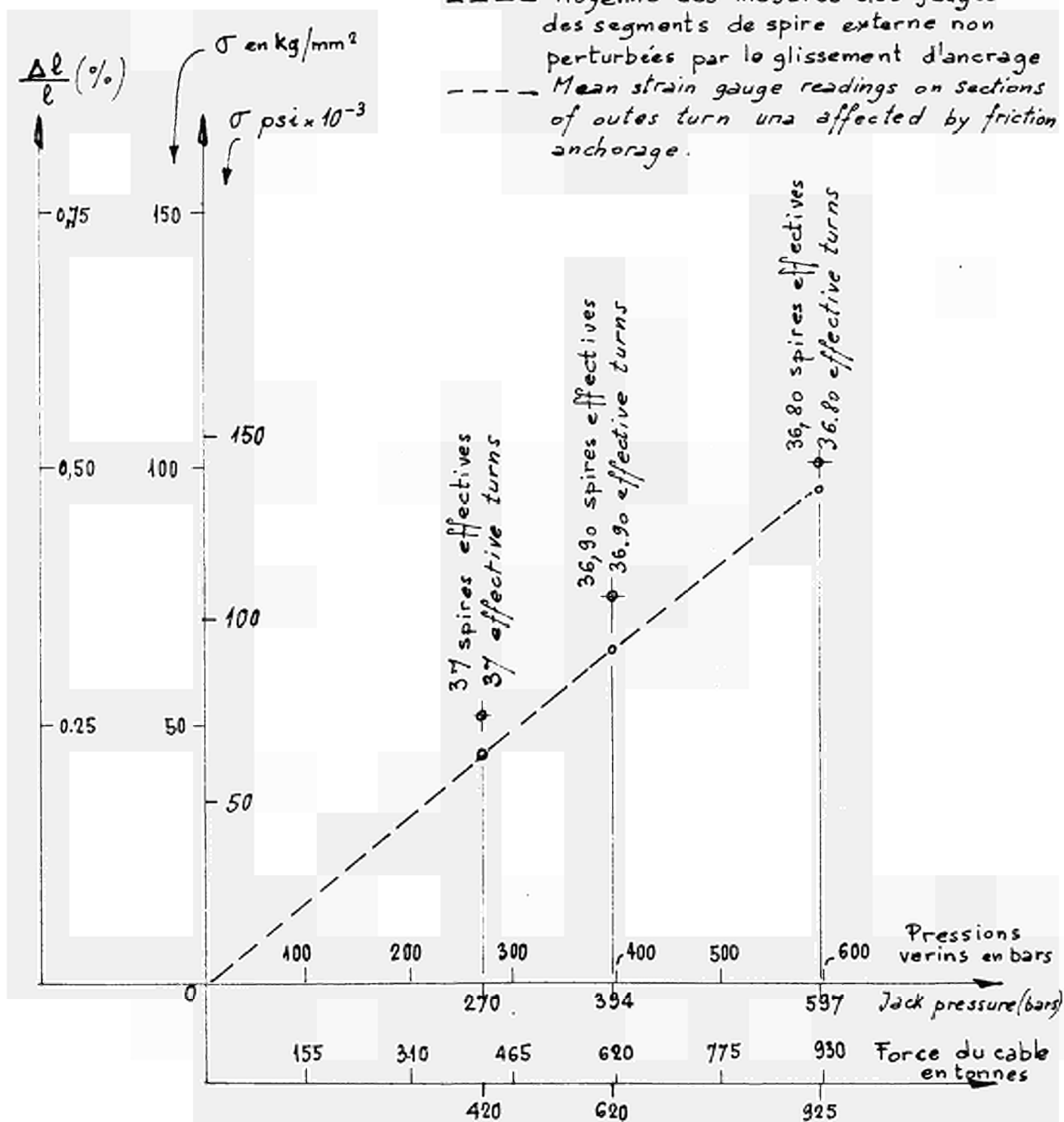
Graph. : n° 2

♦ Moyenne des lectures des strain gauges de la spire interne.

♦ Mean strain gauge readings inside turn

--- Moyenne des mesures des jauges des segments de spire externe non perturbées par le glissement d'ancrage

--- Mean strain gauge readings on sections of outer turn una affected by friction anchorage.



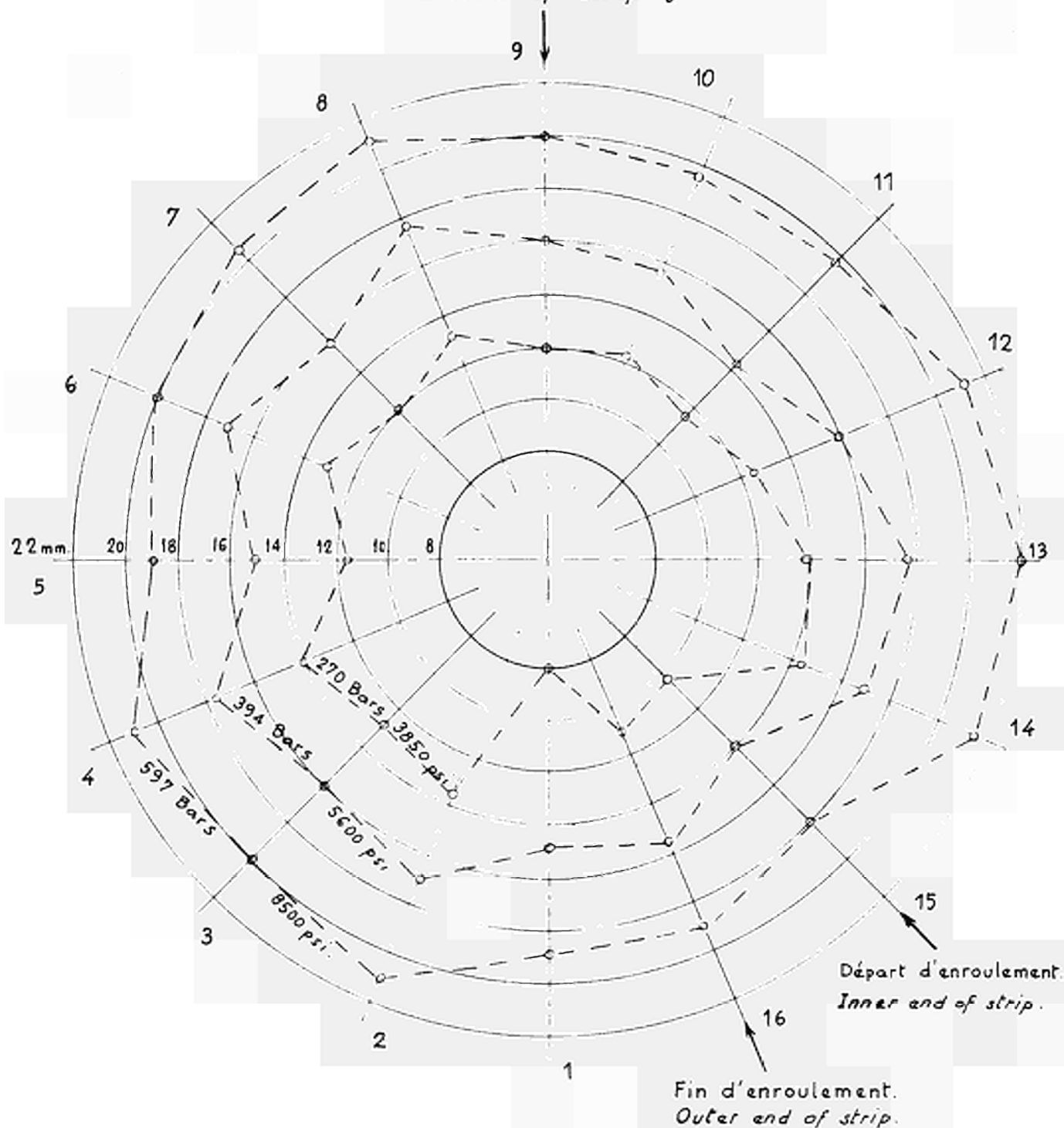
ESSAIS A LIMITE ELASTIQUE AVEC 37 SPIRES

TEST BELOW ELASTIC LIMIT: 37 TURNS

Lecture des jauges de contrainte moyenne des mesures.  
Strain gauges average readings

Graph. n° 3.

Jonction entre les 2 bobines de feuvillard.  
2 coils of strip junction.



ESSAIS A LIMITE ÉLASTIQUE AVEC 37 SPIRES.

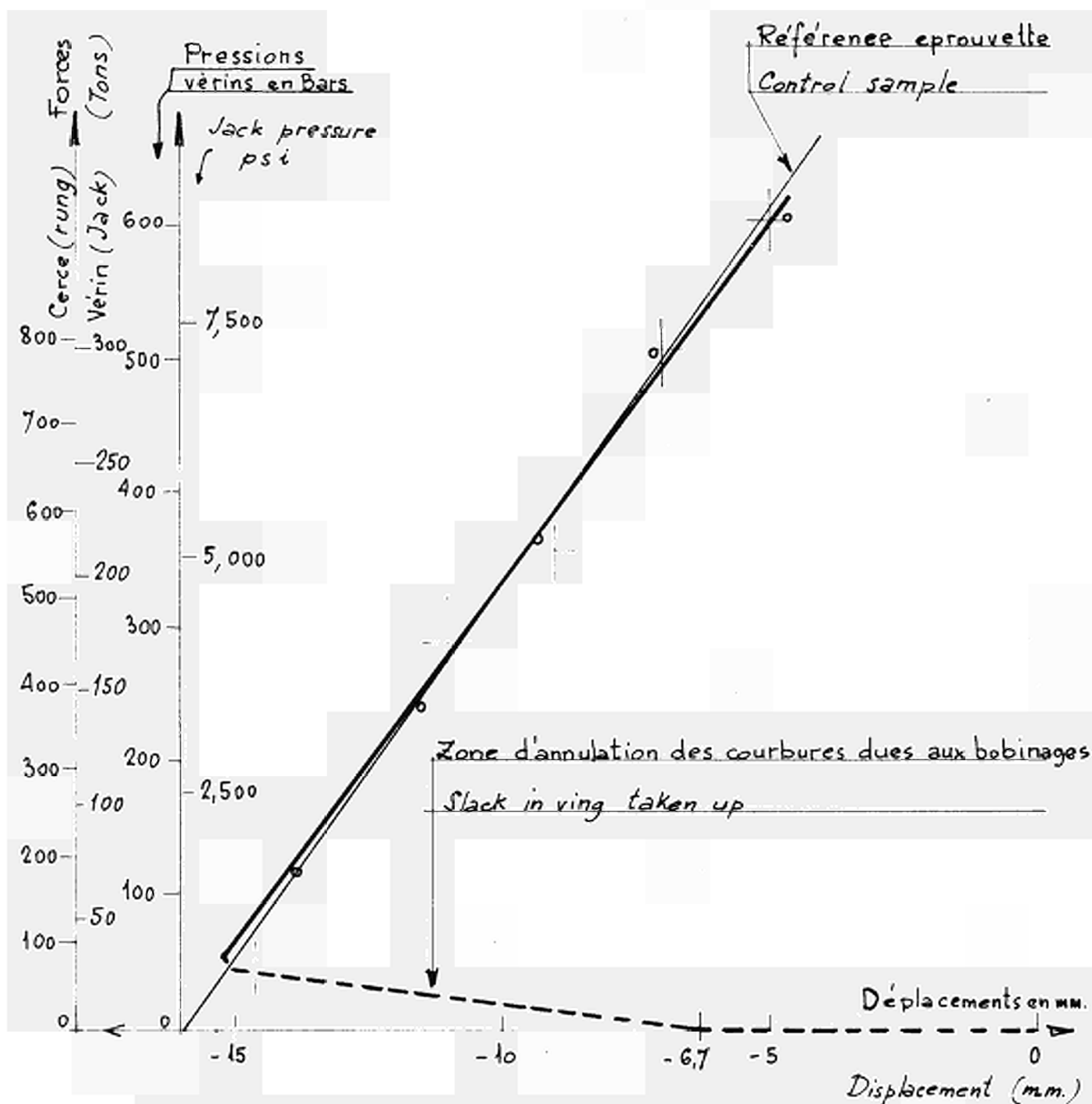
TEST BELOW ELASTIC LIMIT: 37 TURNS.

DÉPLACEMENT DES PISTONS DES VERINS.

JACK RAMS MOVEMENT

Ech.: 5/1

Graph.: n°. 4



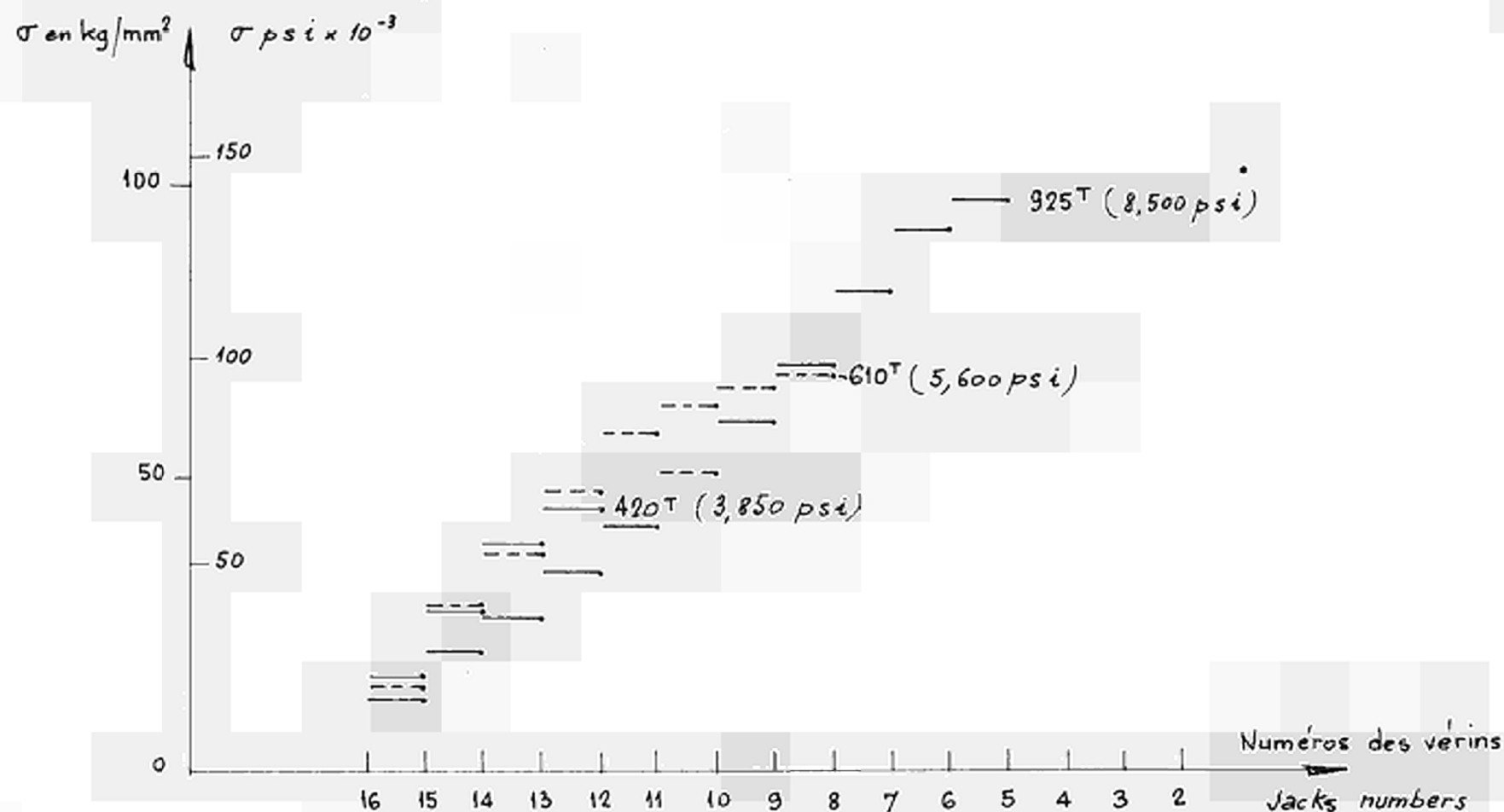
ESSAIS A LIMITE ÉLASTIQUE AVEC 37 SPIRES.  
TEST TO ELASTIC LIMIT WITH 37 TURNS.

Déplacement moyen de la cerce, mesuré entre axe des selles. (Mesure absolue de déformation)  
 Mean ring displacement, measured between bearing block axes (absolute measurement)

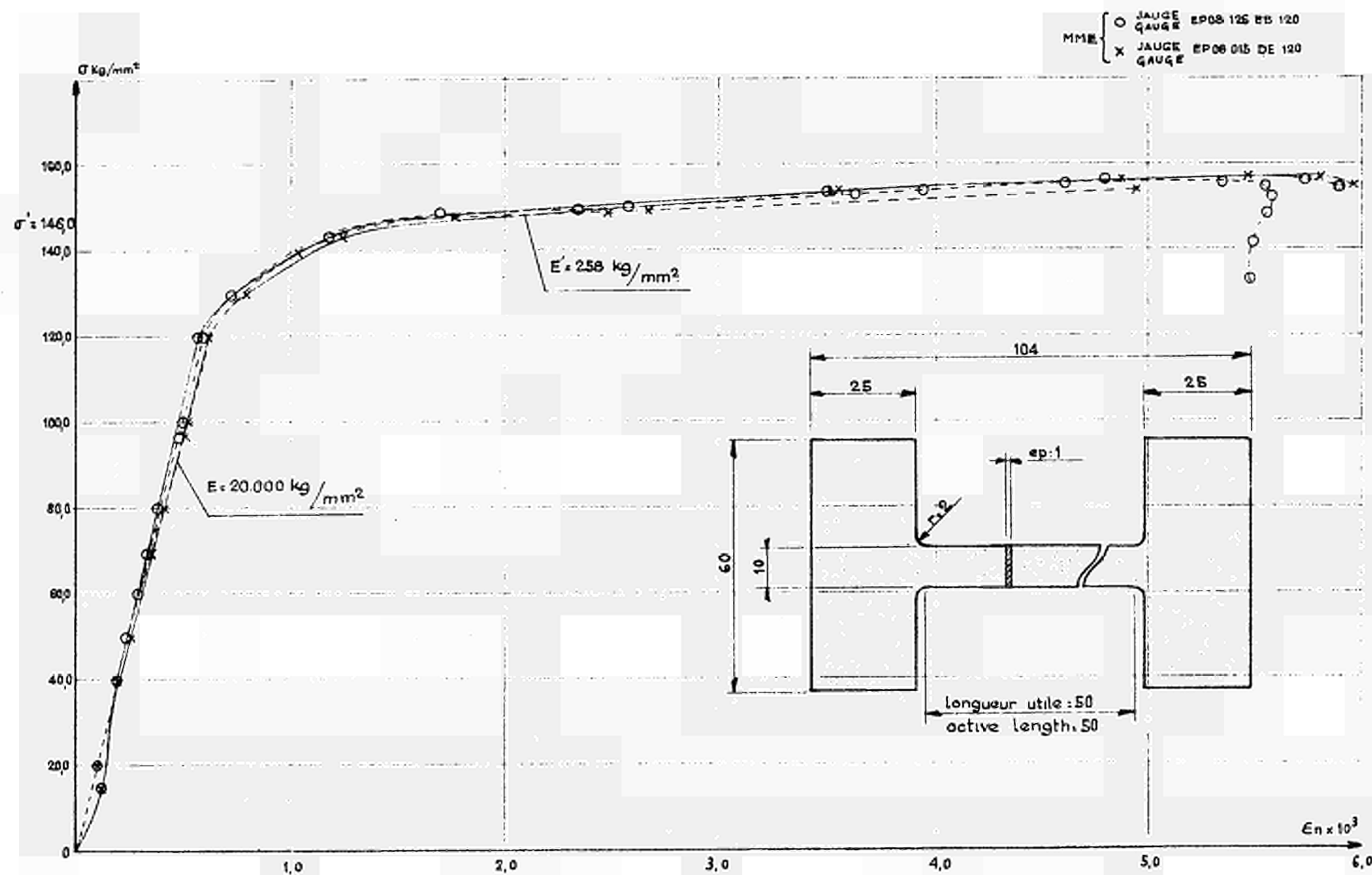
Graph. n°5

ESSAI A LIMITE ÉLASTIQUE AVEC 37 SPIRES.  
TEST TO ELASTIC LIMIT WITH, 37 TURNS.

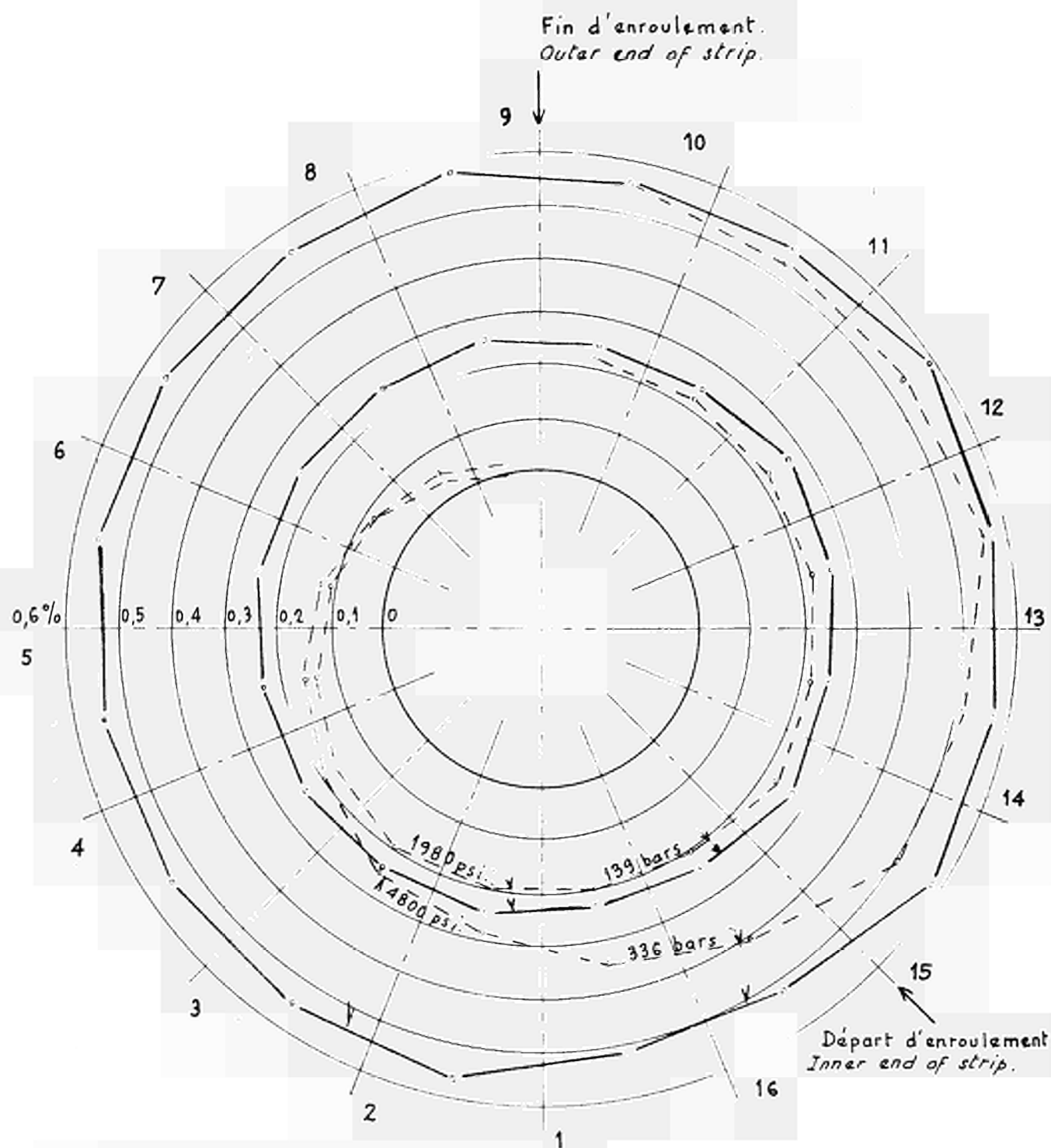
Mise en contrainte de la spire extérieure.  
 Increase of tension in outer turn of strip.



Graph. n° 6



ALLONGEMENT RELATIF D'ÉPROUVETTES INDICÉ PAR LES JAUGES EN FONCTION DE LA CONTRAINTE DE TRACTION APPLIQUÉE  
 RELATIVE ELONGATION AS MEASURED BY STRAIN GAUGES ON SAMPLES US APPLIED TENSILE STRESS



Fin d'enroulement  
Outer end of strip

9

10

11

12

13

14

15

Départ d'enroulement  
16 Inner end of strip

476bars  
482bars  
464bars

0

0,5

1

1,5

2

2,5

3

3,5 %

1

ESSAIS A RUPTURE AVEC 18,5 SPIRES  
TESTS TO FAILURE : 18,5 TURNS.

DOMAINE DE DÉFORMATION PLASTIQUE  
PLASTIC STRAIN RANGE.

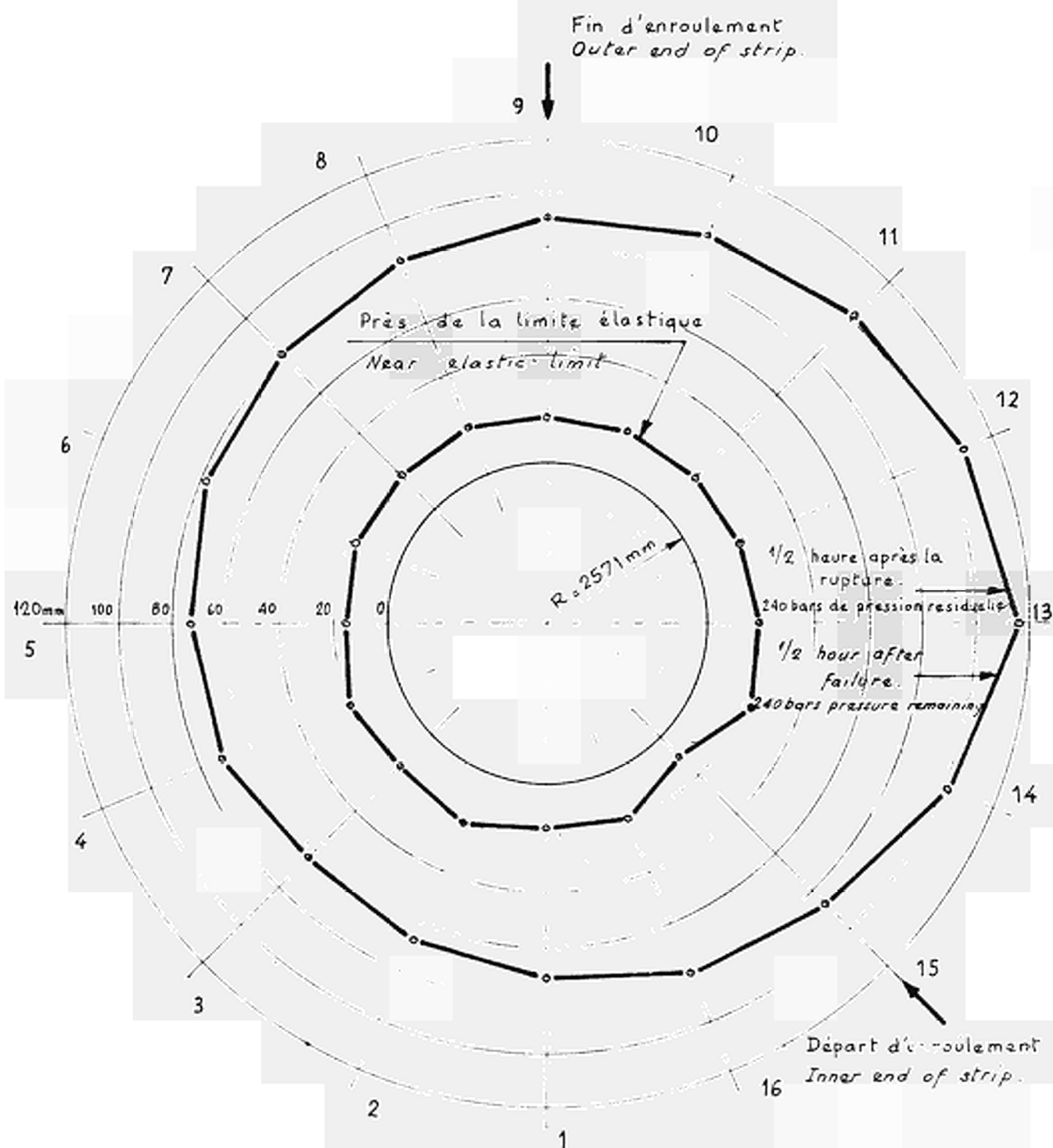
MESURES PAR JAUGES  
STRAIN GAUGE MEASUREMENTS.

--- Faces externes  
Outside faces  
— Faces internes  
Inside faces

Ech.: 1mm = 0,05%  
Scale: 0,04" = 0,05%

Graph. n° 9





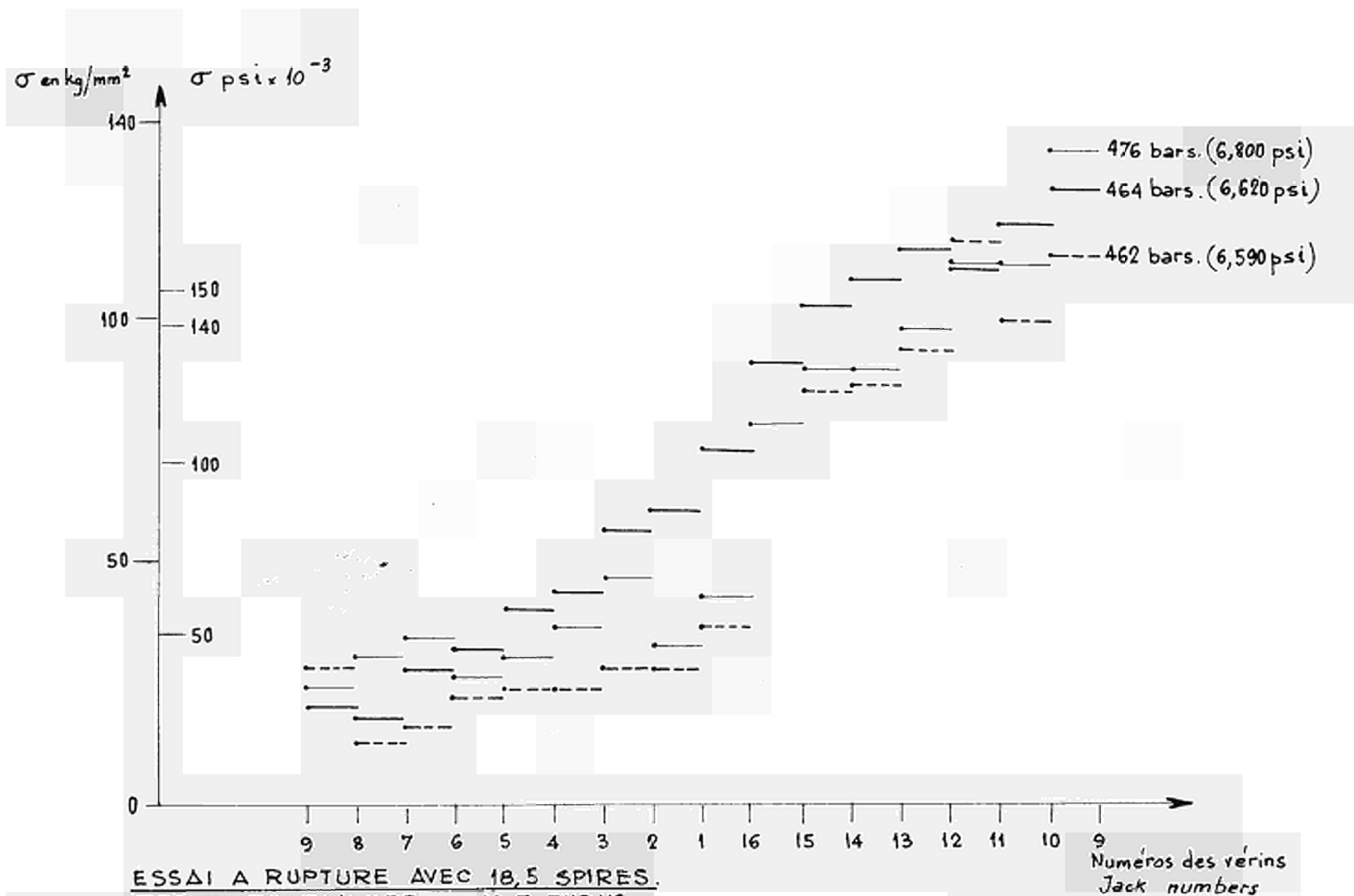
ESSAIS A RUPTURE AVEC 18,5 SPIRES.

TESTS TO FAILURE : 18,5 TURNS.

DÉPLACEMENT DES PISTONS DES VERINS.

JACK RAM MOVEMENT.

Ech. : 1/2  
Graph. : n° 10

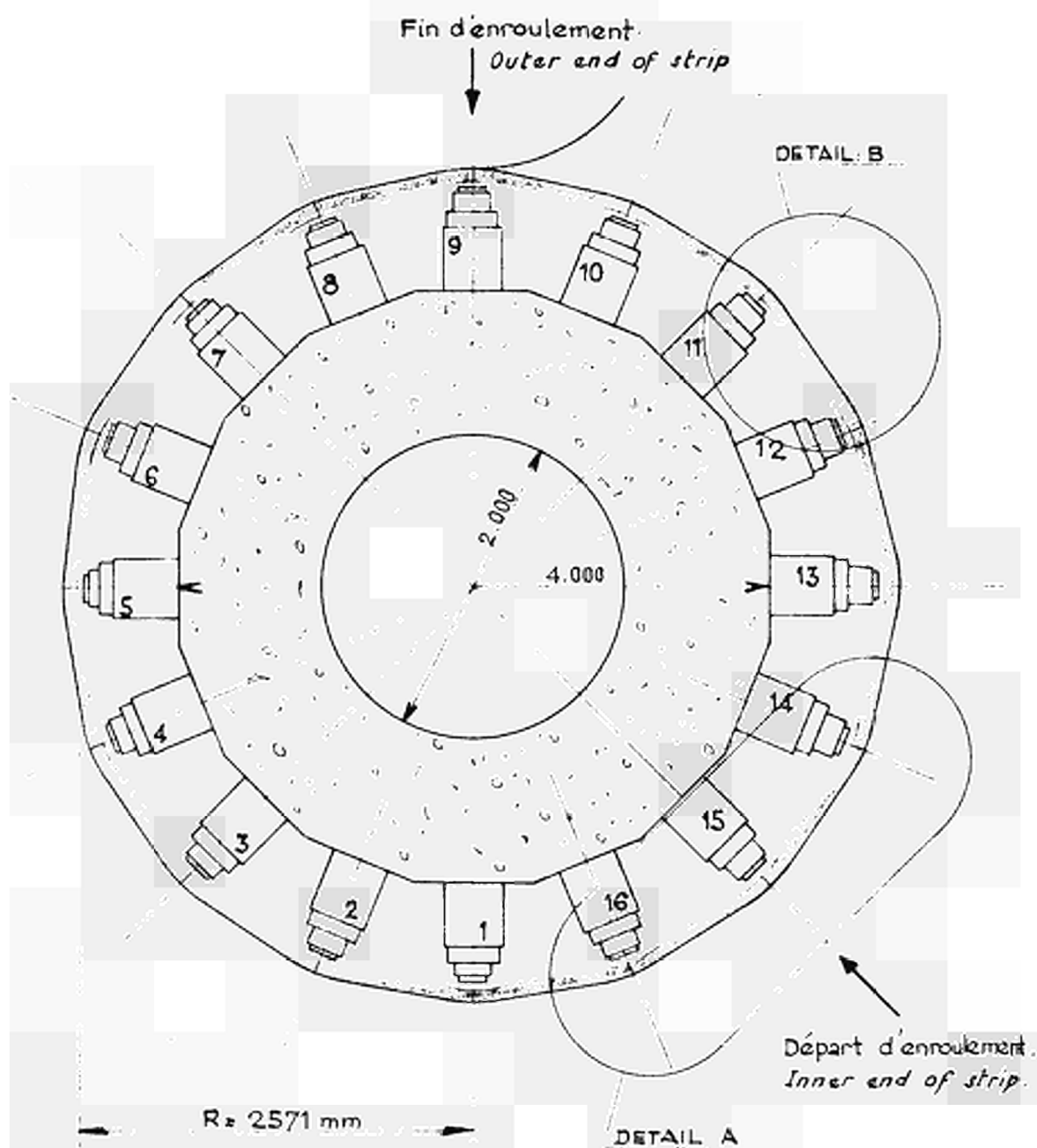


ESSAI A RUPTURE AVEC 18,5 SPIRES.

TESTS TO FAILURE: 18.5 TURNS.

Mise en contrainte de la spire extérieure  
 Increase of tension in the outer turn of strip

Graph. n° 11



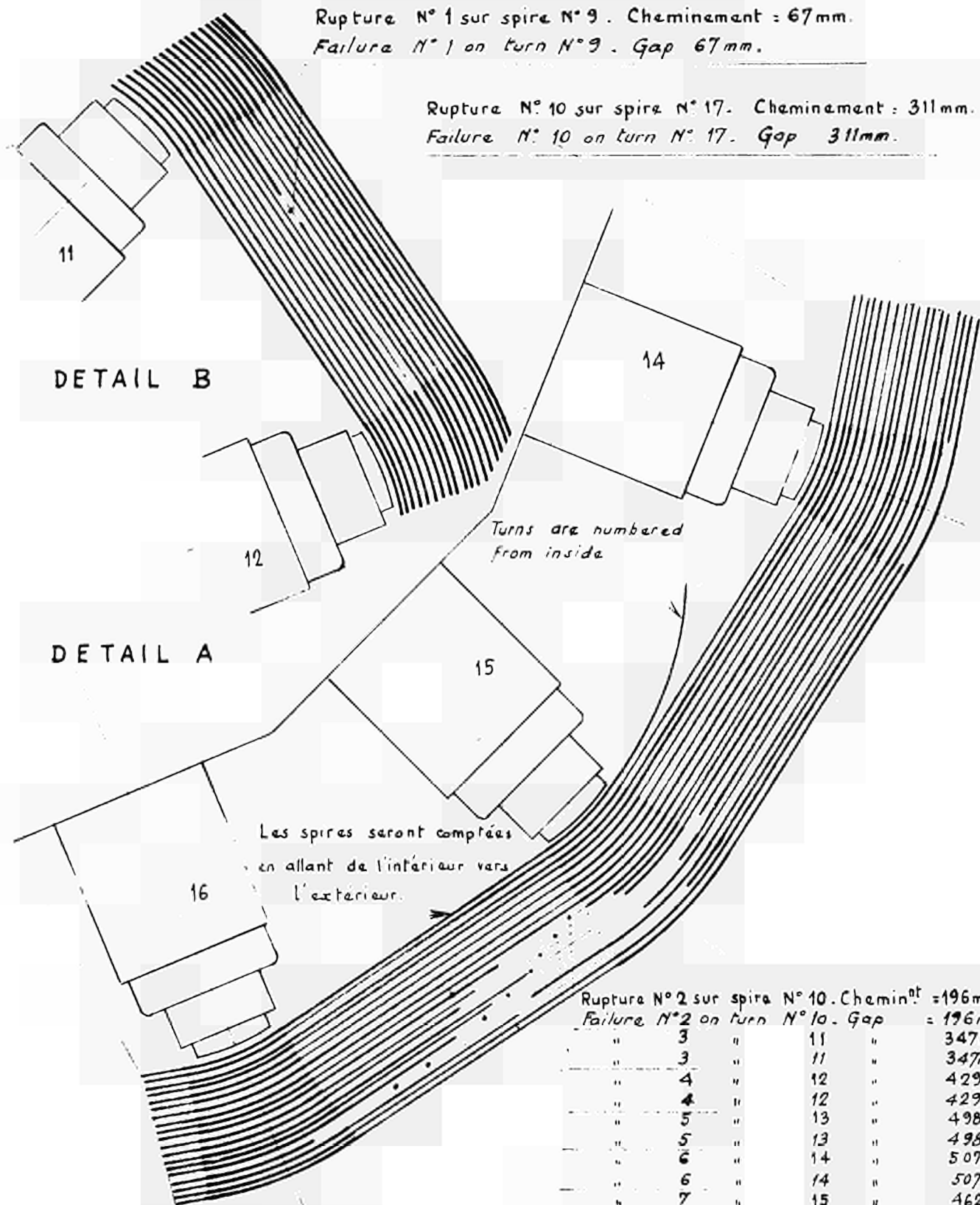
CERCE AVEC 18,5 SPIRES.  
- RING WITH 18,5 TURNS.

Ech. 1/40  
Scale

Graph. : n° 12

Rupture N° 1 sur spire N° 9. Cheminement : 67mm.  
Failure N° 1 on turn N° 9. Gap 67mm.

Rupture N° 10 sur spire N° 17. Cheminement : 311mm.  
Failure N° 10 on turn N° 17. Gap 311mm.



Rupture N° 2 sur spire N° 10. Cheminement : 196mm	
Failure N° 2 on turn N° 10. Gap : 196mm	
" 3 " 11 " 347mm	
" 3 " 11 " 347mm	
" 4 " 12 " 429mm	
" 4 " 12 " 429mm	
" 5 " 13 " 498mm	
" 5 " 13 " 498mm	
" 6 " 14 " 507mm	
" 6 " 14 " 507mm	
" 7 " 15 " 462mm	
" 7 " 15 " 462mm	
" 8 " 16 " 522mm	
" 8 " 16 " 522mm	
" 9 " 17 " 413mm	
" 9 " 17 " 413mm	

CERCE AVEC 18,5 SPIRES.  
RING WITH 18,5 TURNS

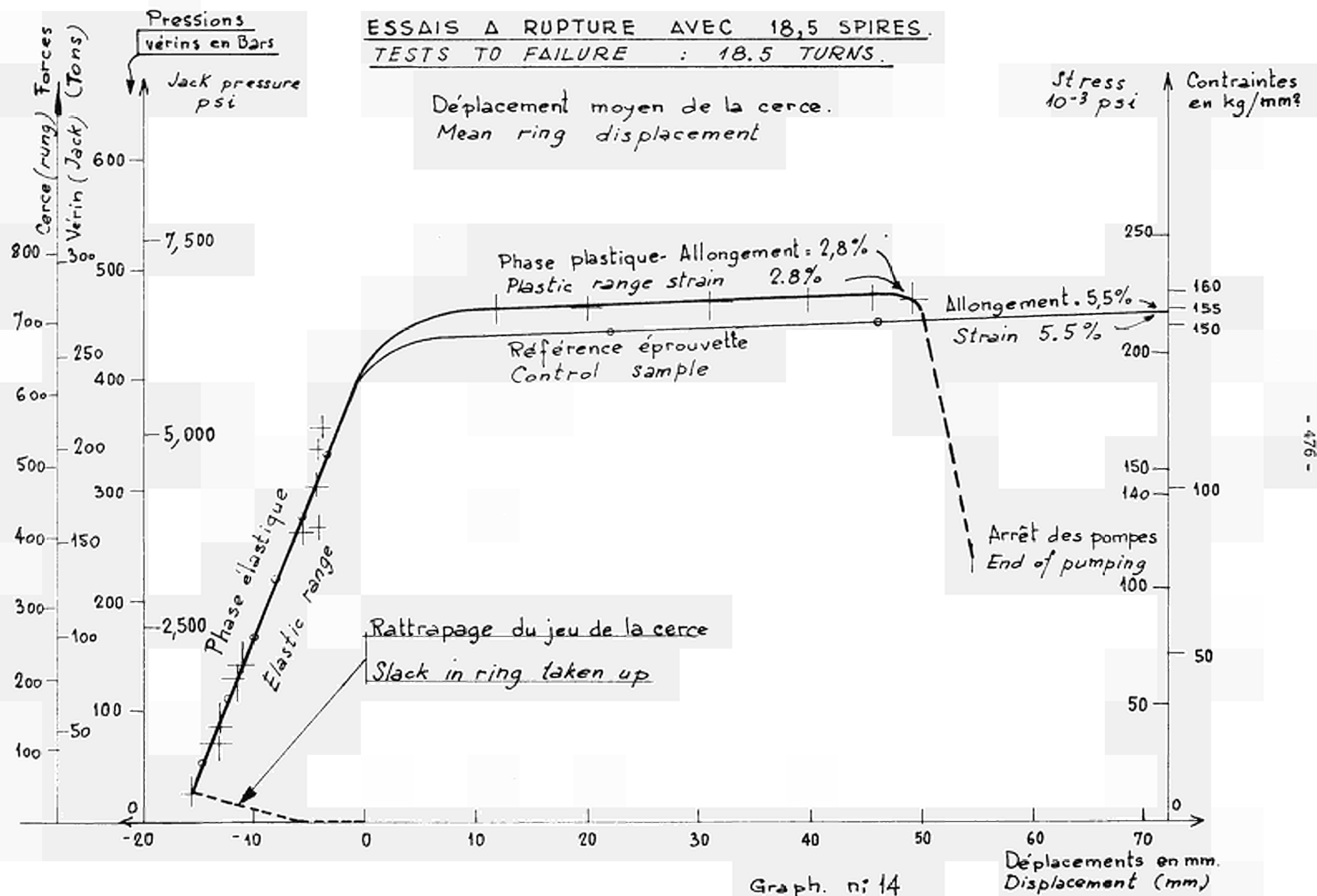
IMAGE DE LA CERCE APRES RUPTURE  
SKETCH OF RING AFTER FAILURE  
DÉTAILS A ET B  
DETAILS A AND B

Ech. : 1/12,5  
Scale :

Graph. : n° 13

ESSAIS A RUPTURE AVEC 18,5 SPIRES.  
TESTS TO FAILURE : 18.5 TURNS.

Déplacement moyen de la cerce.  
Mean ring displacement



DER REAKTORDRUCKBEHÄLTER AUS FERTIGTEILEN  
- TEILMODELL ZUR ERPROBUNG KONSTRUKTIVER VERBESSERUNGEN -

P. RISSLER

Siemens AG, Erlangen

N° 16

## 1. Einführung:

Bei der Siemens AG wurde in der Abteilung Reaktor-entwicklung in den Jahren nach 1964 ein Spannbetondruckbehälter für 100 Atmosphären entwickelt und als Modell im Maßstab 1 : 4 gebaut.

Das Vorhaben gestaltete sich in enger Zusammenarbeit mit den Firmen Dyckerhoff & Widmann KG und Siemens-Bauunion GmbH und unter Beratung durch Professor Dr.-Ing. Koepcke von der TU Berlin und dem technischen Überwachungsverein.

Nach der Fertigstellung des Modells waren noch einige Fragen offen. Wir errichteten deshalb einen vorgespannten Ring, der einen Teilbereich der zylindrischen Wand darstellen sollte. Er hatte auch die gleichen Maße wie das Modell.

Über Bau und Versuchsprogramm des Behälters ist vor zwei Jahren an dieser Stelle berichtet worden. Die Problemstellungen an dem nachträglich erstellten Fertigteilring sind jedoch zumeist durch die besondere Bauweise des Behälters bedingt.

Deshalb soll vor der Erläuterung der Arbeiten am Ring nochmals Konzept und Tragverhalten des Spannbetonbehälters aus Fertigteilen gezeigt werden.

## 2. Anforderungen an Spannbetonbehälter für wassergekühlte Reaktoren

Wassergekühlte und -moderierte Reaktoren zeichnen sich in der Regel durch die Kompaktheit des Cores und durch vergleichsweise hohe Drücke des Kühlmediums aus. Daraus ergeben sich Forderungen an das Reaktor-druckgefäß, wie sie bei der Gaslinie nicht auftreten.

Beschränkt man sich nur auf die Tragkonstruktion, so ist sofort erkennbar:

1. Der kleine Krümmungsradius der äußeren Wandbegrenzung in Verbindung mit den hohen Innendrücken macht eine Verwendung der üblichen, d.h. aus dem Brückenbau kommenden Spannverfahren unwirtschaftlich. Selbst bei beidseitigem Anspannen wäre der Reibungsverlust aus Richtungsänderung sehr groß und müßte durch eine entsprechend größere Anzahl von Spannungsgliedern ausgeglichen werden. Außerdem könnte der Platzbedarf für die Endverankerungen nur durch Anordnung sehr großer Lisenen befriedigt werden.
2. Räumliche Enge und die Konzentration der Kräfte machen die Verwendung von Platten, die den Behälter abschließen und die mit den zylindrischen Seitenwänden biegesteif verbunden sind, nur sehr schwer möglich.
3. Der kleine Abstand der Brennelemente läßt die Anwendung einer gelochten Platte als oberen Abschluß nach Art der Gasreaktoren nicht zu.

Zwischen den einzelnen Brennelementrohren wäre kaum Platz zur Unterbringung von Beton vorhanden. Aus diesem Grund strebten wir eine Deckelkonstruktion an, die es erlauben sollte, den Behälterquerschnitt ohne großen Aufwand freizulegen. Damit wurden Brennelementstützen vermieden.



Diese erschwerende Bedingung für die Konstruktion erweist sich aber als Vorteil beim Betrieb, da der Innenraum des Behälters einerseits der Inspektion zugänglich ist, andererseits auch Reparaturen durchgeführt werden können.

### 3. Konstruktion des Fertigteilbehälters

Von diesen Erkenntnissen ausgehend, haben wir eine andere Konzeption gewählt. Diese führte zu der Entwicklung des Spannbetonbehälters aus Fertigteilen. Das Konstruktionsprinzip sei hier kurz dargestellt.

Da es unwirtschaftlich ist - wie bereits gesagt - so gewaltige horizontale Spannkkräfte gegen den Beton zu verankern, wurde der Spannstahl zu geschlossenen Ringen zusammengeschlossen. Diese Ringe wurden geordnet um radial ausgelegte Betonfertigteile verlegt. Dann wurden diese mittels radial wirkenden hydraulischen Pressen nach außen geschoben und zwar soweit, bis sich im Spannstahl der Spannbettzustand einstellte. Zwischen den Fertigteilen klafften nun weite Zwischenräume. Diese und die Bereiche um die gespannten Spannglieder wurden ausbetoniert. Nach dem Erhärten des Betons konnten die Pressen abgelassen werden. Der ursprünglich in den Fertigteilen herrschende radiale, einachsige Spannungszustand transformierte sich zu einem Scheibenzustand mit radialen und tangentialen Druckspannungen. Die Zugspannungen im Spannstahl fielen vom Spannbettzustand zum tatsächlichen Vorspannungszustand.

Auf diese Weise entstanden aufeinander sämtliche dreizehn Ringe des Fertigteilbehälters. Sie wurden in vertikaler Richtung anschließend durch Spannglieder zusammengespannt.

Dieses Verfahren wurde in Zusammenarbeit zwischen Siemens AG und Dyckerhoff & Widmann KG erarbeitet.

Als Spannstahl kam beim Modell Sigmastahl St 80/105 in Stäben von 18,6 mm Durchmesser nach dem Spannverfahren Dywidag zum Einsatz. Die Stäbe waren mit aufgerollten Endgewinden versehen und wurden mit Muffen gekoppelt.

Die Endverschlüsse des Behälters bestehen jeweils aus einem System von pyramidenstumpfbartigen Betonpfropfen und sechzehn gezahnten Keilen, die an entsprechenden Zähnen an der Behälterwand eingreifen. Sie verhindern weitgehend Biegemomente in den Ecken, da sie die Vertikalkräfte über Gleitplatten in Normal- und Schubkräfte bezüglich der Zylinderwände umwandeln. Außerdem erlauben sie, den Behälterquerschnitt ohne großen Aufwand freizulegen.

Die Art der Verschlüsse steht in keinem thematischen Zusammenhang mit den Zusatzversuchen. Darum soll sie hier auch nicht näher abgehandelt werden.

#### 4. Begründung des Versuchsringes

Bei Bau und Konstruktion des Modellbehälters waren teilweise aus konstruktiven, teilweise aus betrieblichen Gründen Fragen aufgetaucht, die unbedingt beantwortet werden sollten.

1. Der Bauvorgang hatte gezeigt, daß die Fertigteile noch nicht die bestmögliche Form besaßen. Der Aufweitvorgang führte wegen starken Spaltzugspannungen neben den Krafteinleitungsstellen verschiedentlich zu Rissen. Im spannungsoptischen Versuch war inzwischen eine verbesserte Formgebung erreicht worden. Diese sollte in den Modelldimensionen erprobt werden.

2. Die einzelnen Lagen der Horizontalvorspannung werden durch Abstandhalter auf Position gehalten. Dazu wurden vertikal stehende, quadratische Stäbe 12 x 12 mm abwechselnd mit horizontal liegenden quadratischen Stäben 21,5 x 21,5 mm aus St 37 verwendet. Jede Lage Spannstahl konnte dadurch über den Quadratstahl ihre Kraft direkt auf die Betonfertigteile abgeben. Diese Konstruktion war sehr aufwendig. Beim 14. Ring sollte versucht werden, nur mit senkrechten Abstandhaltern aus Quadrat- oder Rundstahl auszukommen, d.h. daß die außen liegenden Lagen Spannstahl ihre Kraft über die inneren Lagen Spannstahl auf den Beton abgeben.

Dabei waren zwei Konsequenzen zu befürchten:

- a) Beim Aufweiten wird die innerste Spanngliedlage um die Summe der Verformungen sämtlicher übereinanderliegender Abstandhalter mehr gedehnt als die äußerste Lage. Das bedeutet eine Spannungserhöhung.
  - b) Durch den starken Anpreßdruck entsteht in den Spanngliedern ein zweiachsiger Spannungszustand. Da senkrecht zu den hohen Zugspannungen eine Druckkraft wirkt, war eine Verminderung der Spanngliedbruchlast zu befürchten.
3. Der Modellbehälter war unter Vernachlässigung etwaiger Rohrleitungsdurchführungen durch die Zylinderwand errichtet worden. Der Betrieb erfordert aber die Ausleitung des Primärkühlmittels zu den Dampferzeugern, oder, bei integrierter Bauweise, die Durchführung des Frischdampfes.

Da hierbei große Rohrleitungen die Fläche der Horizontalspannbewehrung kreuzen, ergeben sich besondere konstruktive Probleme.

## 5. Lösungen und experimentelle Erprobungen

Zur Klärung dieser Fragen wurde im Frühjahr 1968 der separate Versuchsring hergestellt. Er besitzt, wie der Modellbehälter zum Original die Relation 1 : 4 und wurde, wie dieser, von den Firmen Dyckerhoff & Widmann und Siemens-Bauunion errichtet. Die Fertigteile dieses Ringes waren beim Aufweiten im Mittel 77 Tage alt und der Spannbettzustand wurde 8 Tage aufrechterhalten.

### 5.1 Verbesserte Fertigteilform

Beim Modellbehälter hatten die Fertigteile die Form eines Trapezes mit Auskragungen an den Seitenbegrenzungen. Damit sollte auch bei mangelhaftem Verbund zwischen Ortbeton und Fertigteil vermieden werden, daß radiale, durchgehende Risse auftreten, durch die Strahlung austreten kann. Außerdem war an der breiteren Trapezseite, in der Symmetrieachse eine Nische angeordnet, die ebenfalls besseren Verbund zwischen Ort- und Fertigteilbeton gewährleisten sollte. Dadurch entstanden beim Aufweiten 2 Auflagerstellen der Spanngliedlagen an einem Betonfertigteil.

Beide Maßnahmen ergaben beim 1. Ring im Modellbehälter, allerdings nur im Spannbettzustand Risse. Diese resultierten im wesentlichen aus der Tatsache, daß die Spannglieddehnung nicht reibungsfrei an den zwei Auflagerstellen eines Betonfertigteiltes vor sich ging. Die Reibungskräfte erzeugten zwischen den Auflagerstellen im Betonfertigteil hohe Zugspannungen, da die Betondehnung ja wesentlich kleiner ist als die Stahldehnung. Diese Zugspannung führte zu Rissen, die sich soweit öffneten, bis der Spannstahl wieder die Zugkraft übernehmen konnte. Bei den weiteren Ringen wurden die Fertigteile so abgeändert, daß der Spannstahl nur an einer Stelle auflag.

Für den Versuchsring wurde nun den Fertigteilen eine ganz andere Form gegeben.

Die verbesserten Fertigteile hatten fast Rechteckform. Die Erfahrungen mit der Fertigteilbauweise waren am Modellbehälter nämlich sehr gut. Nirgends wurden dort Risse zwischen Ortbeton und Fertigteilen entdeckt. Deshalb schien es gerechtfertigt, die Abmessungen der Teile nur nach den statischen Erfordernissen zu wählen. Damit konnte, wie eine spannungsoptische Untersuchung auch ergab, ein rein einachsiger Spannungszustand im Spannbettzustand erzielt werden.

## 5.2 Abstandhalter und Querdruck auf Spannstahl

Beim Bau des Modellbehälters waren keine oder nur ganz geringe unterschiedliche Abstandhalterzusammendrückungen möglich. Andererseits war diese Konstruktion sehr aufwendig. Wie bereits gesagt, sollte beim Versuchsring nur durch senkrechte Abstandhalter aus Quadrat- oder Rundstahl zwischen den Spannstahllagen eine wirtschaftlichere Konstruktion ausprobiert werden.

Es war klar, daß die Radialspannungen der Abstandhalter über ihrer Streckgrenze liegen und die Vierkant- bzw. Rundstäbe an der Auflagerstelle der Spannglieder sich sehr stark bleibend verformen würden. Dabei nimmt die Eindrückung von außen nach innen zu. Das entspricht der Beanspruchung, da nach innen zu immer mehr Spanngliedlagen abgestützt werden müssen. Wenn man diesem Einfluß auf die Spannbewehrung vernachlässigt, besteht die Gefahr, daß die innerste Spanngliedlage um den Betrag der Summe sämtlicher Abstandhalterzusammendrückungen mehr gedehnt

wird und dadurch unzulässig hohe Spannungen erhält. Um diesen Einfluß quantitativ zu erfassen, führte die Firma Dyckerhoff & Widmann in ihrem Labor in Utting Versuche durch.

Zum Vergleich wurden dabei sowohl runde Abstandhalter, also Stäbe St 37 von 20 mm Durchmesser, als auch Vierkantstäbe von 20 mm Seitenlänge geprüft. Ähnlich den tatsächlichen Verhältnissen waren Spannroststücke und Abstandhalter zu rechteckigen Rastern zusammengebaut.

Das Paket wurde in einer 500 t Presse unter Druck gesetzt. Die jeweilige Eindrückung konnte für mehrere Laststufen ermittelt werden.

Dabei zeigte sich, daß die Verformung des Rundstahles fast dreimal so groß war wie die des Quadratstahles. Eine vergleichende Rechnung mit den labormäßig ermittelten Werten erwies dann auch für sechs Spanngliedlagen, daß die innerste Spannstahllage bei Verwendung von runden Abstandhaltern die Streckgrenze erreicht. Somit sind runde Abstandhalter für diesen Fall ungeeignet.

Am Versuchsring waren quadratische Abstandhalter eingebaut worden. Da wir, über den Umfang verteilt, eine große Anzahl von Dehnmeßstreifen an den Spanngliedern installiert hatten, konnten wir für jede Spanngliedlage die Dehnungen messen, daraus Spannungen rechnen und diese mit den vorhergesagten Werten vergleichen.

Es zeigte sich, daß die Spannungsverteilung im Versuchsring minimal gleichförmiger war, als nach der Rechnung zu erwarten gewesen wäre. Die Übereinstimmung war ansonsten jedoch sehr gut.

Im Labor wurde ebenfalls der Einfluß einer Querdrukraft auf die Streckgrenze und Zugfestigkeit des Spannstahls ermittelt. Dabei erhielten wir folgende Ergebnisse. Die Bruchspannung des Spannstahls sank durch eine Querbeanspruchung von  $112 \frac{kp}{mm^2}$  auf  $107 \frac{kp}{mm^2}$  .

Das entspricht einer Verminderung der Tragkraft um 4,5 %. Die Streckgrenze wurde überhaupt nicht beeinflußt.

### 5.3 Rohrleitungsdurchführungen

Eine Lösung für das Problem der Rohrleitungsdurchführung wurde in folgender Form angestrebt und am Versuchsring erprobt.

Ein dickwandiges Stahlrohr, das als Auskleidungsrohr anzusehen ist, erhielt starke Versteifungsrippen aus gelochten Rechtecksplatten und wurde in ein Fertigteil einbetoniert. Da der umgebende Beton um vieles steifer als das Rohr war, mußte besonderer Augenmerk auf die Umleitung der axialen und tangentialen Betondruckkräfte um das Rohr herum gelegt werden.

Durch überschlägliche statische Rechnungen konnte jedoch leicht der Nachweis erbracht werden, daß der Beton nicht überbeansprucht wurde.

Besondere Überlegungen erforderte die Auswechslung der Spannglieder. Da der Vorspannzustand über die gesamte Höhe der Zylinderschale nicht gestört werden sollte, kam ein völliges Freilassen der Rohrleitungsebene von jeglicher Horizontalvorspannung nicht in Betracht.

Wir lösten das Problem, in dem wir die Spanngliedkräfte in einer gelochten Rechteckscheibe um die Rohrleitung herumleiteten. Dazu dienten rechteckige Platten von 40 mm Dicke, aus denen dem Durchführungsrohr entsprechend ein Mittelkreis herausgeschnitten war und an deren Stirnseiten Gewinde zum Anschluß der Spannglieder eingeschnitten waren. Für jede Spanngliedlage war also eine Platte vorhanden. Diese wurde noch entsprechend dem äußeren Krümmungsradius des Behälters vorgebogen und konnte dann mit den Spanngliedern zusammen montiert werden.

Da die statische Beanspruchung des Stahlrohres sich einer genaueren Rechnung entzog, wurden am Versuchsring an der Innen- und Außenseite des Rohres in achsialer und tangentialer Richtung an genügend vielen Punkten Dehnmeßstreifen angebracht. Zusätzlich wurden noch Dehnungsmeßuhren an drei Stellen in vertikaler und horizontaler Richtung im Rohr installiert. Damit konnten Durchmesseränderungen ermittelt werden.

Wie zu erwarten, ergaben sich während des Aufweitvorganges Verformungen derart, daß das kreisförmige Loch im Bereich der Rechteckstahlplatten zu einem elliptischen Loch mit horizontaler großer Halbachse verzerrt wurde, wogegen sich nach dem Ablassen der Pressen, also im vorgespannten Zustand, das Durchführungsrohr elliptisch mit hochgestellter großer Halbachse verformte.

Entsprechend dem Spannungszustand in einer gelochten Kreisscheibe war die Deformation am Innenrand des Betonringes größer als am Außenrand.



Jedoch erst Spannungen geben ein quantitatives Bild der Beanspruchung. Das Ergebnis der Dehnungsmessungen in Achs- und Umfangsrichtung mußte als letztlich für den Wert der Konstruktion entscheidend sein.

Da die Meßpunkte über das ganze Rohr verteilt waren, konnte ein gutes Bild der Spannungsverteilung erhofft werden. Zudem waren die DMS zur Erfassung der Umfangsdehnung auf der Innen- und Außenseite des Rohres installiert und gaben den Einfluß der Verbiegung wieder.

Die Auswertung erbrachte am Innenrand des Zylinders am Stahlrohr für Spannbett- und Vorspannzustand Zugspannungen von  $11 \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$  und Druckspannungen von  $15.5 \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$ ,

am Außenrand Druck von  $8,7 \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$  und Zug von  $4,5 \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$ .

## 6. Zusammenfassung

Spannbetonbehälter für wassergekühlte Reaktoren sind Bedingungen unterworfen, die zu ungewöhnlich kompakten Konstruktionen führen. Gleichzeitig treten sehr konzentrierte Kräfte auf, deren Aufnahme eine Fülle von Überlegungen erfordern. Aus diesem Grunde entstand auch die Fertigteilbauweise. Der separate Fertigteilring diente zur weiterführenden Konstruktion und Erprobung von Details, die teilweise durch die Bauweise, teilweise durch den Betrieb bedingt sind.

Im Einzelnen wurden eine verbesserte Fertigteilform, das Tragverhalten vereinfachter Abstandhalter und die Konstruktion einer großen Rohrleitungsdurchführung erprobt.

EINZELSPANNGLIEDER FÜR VERTIKALVORSPANNUNG  
MIT BRUCHLASTEN ÜBER 1500 Mp

L. MÜHE

Philipp Holzmann AG Frankfurt/Main

N° 17

Im üblichen Spannbetonbau werden Einzelspannglieder als groß bezeichnet, wenn ihre Bruchlasten mehr als 250 bis 300 Mp betragen. Bei Spannbetondruckbehältern aber sind über 1000 Mp wünschenswert. Weil früher kein Anlaß bestand, die dazu notwendigen Endverankerungen zu entwickeln, teilte man große, vieldrähtige Spanndrahtbündel vor der Endverankerung in Teilbündel mit entsprechend geringerer Drahtanzahl, die dann je mit den erprobten, konventionellen, kleineren Endverankerungen versehen werden konnten - eventuell unter Verwendung einer gemeinsamen Ankerplatte. Diese Übergangslösung konnte nicht voll befriedigen. Deshalb wurden - besonders für die Vertikalvorspannung - echte große Spannglieder angestrebt, bei denen alle Drähte des Bündels von einem einzigen Verankerungskörper zuverlässig erfaßt sind.

### 1. Klemmverankerung

Bei dem Spannverfahren KA (Bild 1) sind in der Endverankerung die Spannstähle des Bündels lagenweise zwischen Klemm- und Druckplatten angeordnet, die ihrerseits je auf der Ankerplatte aufliegen. Auf das aus den Klemmplatten und den Spannstahllagen gebildete Paket werden mittels Druckplatten und vorgespannten, hochfesten Schrauben Druckkräfte ausgeübt, so daß ein Reibungs- und Scherverbund zwischen den Klemm- und Druckplatten und den Spannstählen entsteht ("Verbundprinzip"). Die Größe der Druckkräfte ist theoretisch unabhängig von der Anzahl der Spannstahllagen ("Klemmkraftprinzip"). Die Zugkräfte der Spannstähle werden durch die Scheibenwirkung der jeweils angrenzenden Klemmplatten direkt als Druckkräfte auf die Ankerplatte übertragen ("Auflagerprinzip"). Der lamellenförmige Aufbau einer Klemmverankerung gestattet geringe Verbiegungen der Klemmplatten, wodurch infolge der Klemmkräfte zufällige Abmessungstoleranzen der Spannstähle ausgeglichen werden. Wegen der Vorspannung der Klemmschrauben (Bild 2) steht auch nach eventueller Querkontraktion der Spannstähle noch immer eine zur Verankerung der Bruchlast ausreichende Rest-Klemmkraft zur Verfügung ("Vorspannung in sich").

Zusammenfassend wirken also in einer Klemmverankerung:

- Prinzip 1: Klemmkraft unabhängig von Anzahl der Lagen
- Prinzip 2: Verbund zwischen Klemmplatten und Spannstählen
- Prinzip 3: Auflagerung jeder Klemmplatte einzeln
- Prinzip 4: Vorspannung des Klemmpaketes in sich

Bei der Verankerung von gerippten Ovaldrähten (Bild 3) dringen die Rippen in die weichen Klemmplatten (Bild 4) ein. Bei Runddrähten ohne Rippen

werden geriffelte Klemmplatten (Bild 5) benutzt, die mit gehärteten Zähnen nur soviel wie nötig in die Spannstähle eindringen. Weil dieses durch genau dosierte Klemmkräfte erzeugt wird (Prinzip 4), nimmt die Eindringtiefe der Zähne (Bild 6 + 7) beim Erreichen der Bruchlast des Spannstahls etwas ab, so daß keine Spannstahlbrüche im Bereich der Klemmverankerung entstehen.

Beim statischen Bruchversuch eines KA-Spanngliedes finden alle Brüche also nie im Verankerungsbereich, sondern stets in der freien Länge des Spannstahls statt.

## 2. Bruchversuch mit einer 1000 Mp - Prüfmaschine

Als ein Beispiel für die mit dem Spannverfahren KA mögliche Verankerung von vielen Spannstählen in einer einzigen Endverankerung wurde ein Spannglied aus Spannstählen SIGMA OVAL 40 St 145/160 ( $\text{kp/mm}^2$ ) (Friedr. Krupp Hüttenwerke Rheinhausen) zusammengestellt, das in der größten Zugprüfmaschine der Bundesrepublik Deutschland noch untergebracht werden konnte, die in einer neutralen Prüfanstalt steht.

Die Seilprüfstelle der Westf. Berggewerkschaftskasse Bochum besitzt eine 1000-Mp-Zugprüfmaschine (Bild 8) der Bauart Mohr + Federhaff, Baujahr 1960, Masch.-Nr. 5426, die der Güteklasse 1 DIN 51 220 entspricht.

Die Klemmverankerung KA 240(16) (Bild 9) besteht aus 15 Lagen von je 16 SIGMA OVAL 40. Innerhalb der einzelnen Lagen sind die Spannstähle in Gruppen zu 6 - 4 - 6 Stück aufgeteilt. Acht Klemmschrauben M 30 der Güte 10 k drücken das Verankerungspaket zusammen und werden mit je 160 kpm angezogen. Wegen der Leistung der Prüfmaschine konnten nur 10 Lagen (Bild 10) dieser Klemmverankerung eingebaut werden, wobei die äußeren Lagen nicht voll besetzt waren. Die freien Stellen wurden durch kurze Blinddrähte ausgefüllt. Die Spannstähle hatten eine Länge von 8,00 m (Bild 11) und waren in den Drittelpunkten durch Abstandhalter fixiert. Zur Beobachtung der Spannstahlverschiebungen und der Durchbiegungen der Klemmpakete bei den einzelnen Laststufen wurden an den Druckverteilungsplatten Meßplattformen (Bild 12) angebracht, von wo mit einer Meßuhr auf die Spannstähle bzw. Klemmplatten getastet werden konnte.

Bei einer Vorlast von 50 Mp wurde die 0-Ablesung für die Verschiebungsmessungen durchgeführt. Die weitere Lasteintragung erfolgte in einzelnen Laststufen mit je 30 Minuten Standzeit:

$$\begin{aligned} 528 \text{ Mp} &= 0,55\sigma_B \\ 720 \text{ Mp} &= 0,75\sigma_B \\ 816 \text{ Mp} &= 0,85\sigma_B \\ 960 \text{ Mp} &= 1,00\sigma_B \quad \text{und dann stetige Steigerung.} \end{aligned}$$

Beim ersten Belastungsversuch mit einem Zugglied von 150 Spannstählen wurde eine Höchstlast von 988 Mp erreicht. Diese war das Ende der Leistungsfähigkeit der Prüfmaschine. Ein Durchrutschen von Spannstählen in den Klemmverankerungen konnte nicht festgestellt werden.

Nach dem Durchtrennen von vier Spannstählen brach im zweiten Belastungsversuch während der Laststeigerung ein Spannstahl (Nr. 117) in der freien Länge bei einer Belastung von 977 Mp. Die Klemmverankerungen ertrugen auch hierbei die Belastung, ohne daß einzelne Spannstähle durchrutschten. Die Eindrücke der Spannstahlrippen (Bild 13) in die Druck- und Klemmplatten zeigen deutlich den einwandfreien Scherverbund bei Spanngliedhöchstlast. Beim Ablängen der Spannstähle wurden am Anfang bzw. Ende jeden Spannstahls ca. 50 cm lange Spannstahlstücke abgetrennt. Die Seilprüfstelle hat von diesen Spannstahlstücken die Bruchlasten ermittelt. Damit ist es möglich, das Verhältnis der erreichten Höchstlast des Spanngliedes zu der Summe der Bruchlasten der einzelnen Spannstähle anzugeben.

Die Summe der Bruchlasten der 146 Einzelspannstähle betrug an beiden Enden des Spanngliedes ca. 998 Mp. Demnach beträgt die Spanngliedhöchstlast 98 % der Summe der Einzelbruchlasten.

Die theoretische Bruchlast des Spanngliedes beträgt:

$$146 \times 40 \times 160 \times 10^{-3} = 934,4 \text{ Mp.}$$

Dieser Wert wurde durch die erreichte Spanngliedhöchstlast somit um 5 % übertroffen.

Bei den Laststufen über  $0,55 \sigma_B$  biegt sich das Klemmpaket in der horizontalen und vertikalen Ebene durch. Bei  $0,75 \sigma_B$  betrugen die mittleren Verschiebungen der Klemm- und Druckplatten 0,94 mm bzw. 1,02 mm; die mittleren Verschiebungen der Spannstähle betrugen 0,97 mm bzw. 1,09 mm. (Bild 14). Alle Werte sind auf die Meßplattform bezogen. Die Relativverschiebungen zwischen den Spannstählen und den Klemmplatten sind also geringer als 0,1 mm.

### 3. Verankerung KA 240(16) mit ca. 1510 Mp Höchstlast

Die Klemmverankerung KA 240 (16) (Bild 15) lagert auf einer runden Ankerplatte auf. Die Spannstähle sind bis zum Endabstandhalter parallel geführt und werden durch einen Umlenkring zusammengefaßt. Beim Spannvorgang bewegen sich Endabstandhalter (Bild 16 + 17) und Umlenkring gemeinsam mit den Spannstählen, so daß keine Reibungsverluste durch die Umlenkung entstehen. Die Prüfung der Ankerplatte (Bild 18 - 22) erfolgte am Institut für Beton und Stahlbeton, Amtliche Materialprüfungsanstalt der Universität Karlsruhe. Benutzt wurde eine 5000 Mp Druckpresse. Die Bilder zeigen die Zustände des Versuchskörpers. Die Bruchlast betrug 1510 Mp. Nach dem Versuch wurde der Versuchskörper geöffnet.

### 4. Spannglied aus 240 SIGMA OVAL 40

Die 240 schräggerippten Spannstähle SIGMA OVAL 40 sind im Spannglied KA 240(16) (Bild 23) annähernd parallel verlaufend angeordnet. Besondere Maßnahmen für die Aufrechterhaltung dieser Ordnung sind nicht nötig, da die Eigensteifigkeit der Einzeldrähte so groß ist, daß eine grobe Unordnung nur mit beträchtlichem Zwang erzeugt werden kann. So folgt jeder Draht dem Gesetz des kleinsten Zwanges und bleibt auch beim fertig eingebauten Spannglied - beispielsweise durch Hammerschläge - noch einzeln beweglich. Bei gekrümmtem Spanngliedverlauf können die Einzeldrähte des ungespannten Bündels - gemessen von Ankerplatte zu Ankerplatte - eine deutlich unterschiedliche Länge aufweisen. Weil die Klemmverankerungen (Bild 24) erst nach fertiger Spanngliedverlegung angebracht werden, wird für jeden Einzeldraht so automatisch die richtige Klemmstelle gewählt, d.h. diejenige, welche genau den individuellen Einbauverhältnissen entspricht.

Dank der aufgewalzten Rippen - eine Art natürlicher Abstandhalter - sind die Abstände der Spannstähle untereinander groß genug, um einen dauerhaften Korrosionsschutz anbringen zu können. Das kann sowohl durch sattes Auspressen mit Zementmörtel oder mit einer nicht erhärtenden Masse geschehen als auch durch wiederholtes Einnebeln mit einem Korrosionsschutzmittel. Zum Anspannen solcher Spannglieder wird eine Hohlkolbenpresse benutzt, durch die das große Spannglied streng geordnet hindurchgeführt wird. Diese Ordnung entspricht genau der Ordnung der Spannstähle in der zugehörigen Klemmverankerung. Vor und hinter der Hohlkolbenpresse ist je eine serienmäßige Klemmverankerung angeordnet. Beim Spannen bleibt die vordere, in einem Spannstuhl befindliche Klemmverankerung geöffnet und die hintere geschlossen, so daß die Presse gegen diese und die Ankerplatte arbeitet. Nach Beendigung des Spannvorganges wird die vordere Verankerung durch Anziehen der Klemmschrauben geschlossen, der Druck in der Presse abgelassen und die hintere Verankerung mit der Presse entfernt.

In gleicher Weise kann am Spannglied bei entsprechendem Überstand vorübergehend oder dauernd ein Dynamometer (Bild 25) mit Zentralbohrung angebracht werden, da eine geschlossene Klemmverankerung stets leicht durch Losdrehen der Klemmschrauben wieder zu öffnen ist.

## 5. Zusammenfassung

Abweichend vom üblichen Spannbetonbau werden bei Spannbetondruckbehältern mindestens für die Vertikalvorspannung Einzelspannglieder mit sehr großer Bruchlast gefordert. Die beim Spannverfahren KA benutzte Klemmverankerung ist nachweislich in der Lage, Einzelspannglieder mit Bruchlasten von über 1500 Mp zu verankern. Mit einer 1000 Mp-Prüfmaschine wurden genaue Bruchversuche angestellt. Dabei durchgeführte Verformungs- und Verschiebungsmessungen werden ebenso wie die Ermittlung des tatsächlichen Wirkungsgrades einer großen Klemmverankerung beschrieben. Ein komplettes Spannglied für den Reaktorbau, das die untersuchte Klemmverankerung benutzt, wird erläutert. Es besteht aus 240 schräggerippten, ovalen Spannstählen der Güte St 154/160, die ohne Abstandhalter zu einem Bündel zusammengefaßt sind. Dank der aufgewalzten Rippen sind die Abstände der Spannstähle untereinander groß genug, um einen dauerhaften Korrosionsschutz anbringen zu können. Das kann sowohl durch sattes Auspressen mit Zementmörtel oder mit einer nicht erhärtenden Masse geschehen als auch durch wiederholtes Einnebeln mit einem Korrosionsschutzmittel. Zum Anspannen solcher Spannglieder wird eine Hohlkolbenpresse benutzt, die gegen eine zweite serienmäßige Klemmverankerung an dem durch die Presse hindurchgeführten großen Spannglied arbeitet.

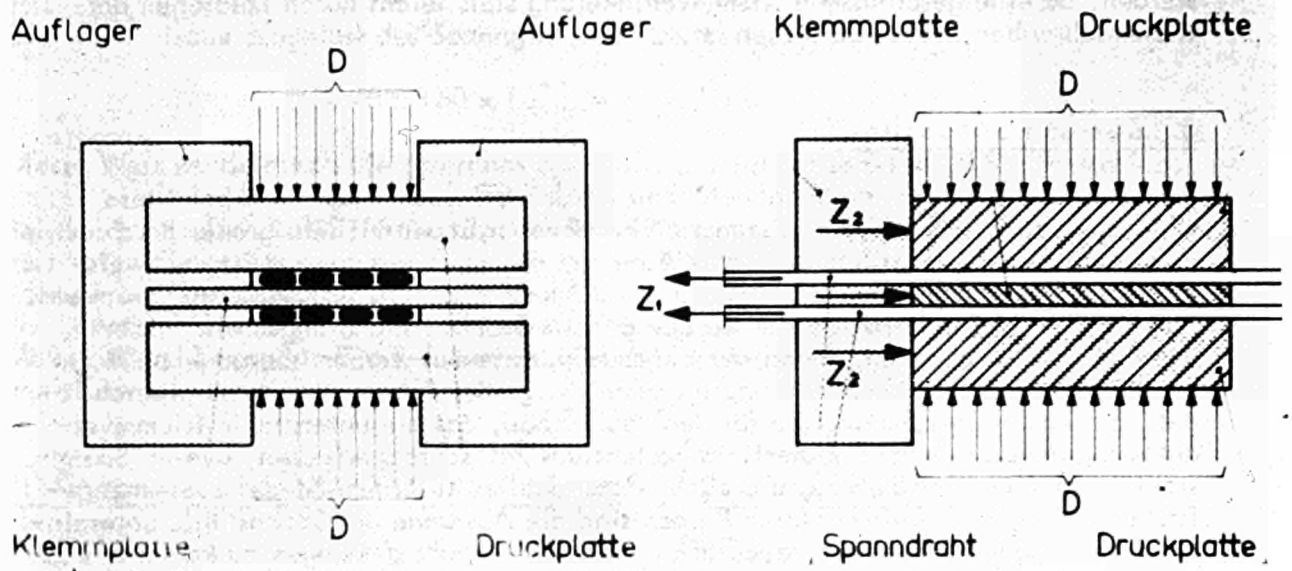


FIG. 1

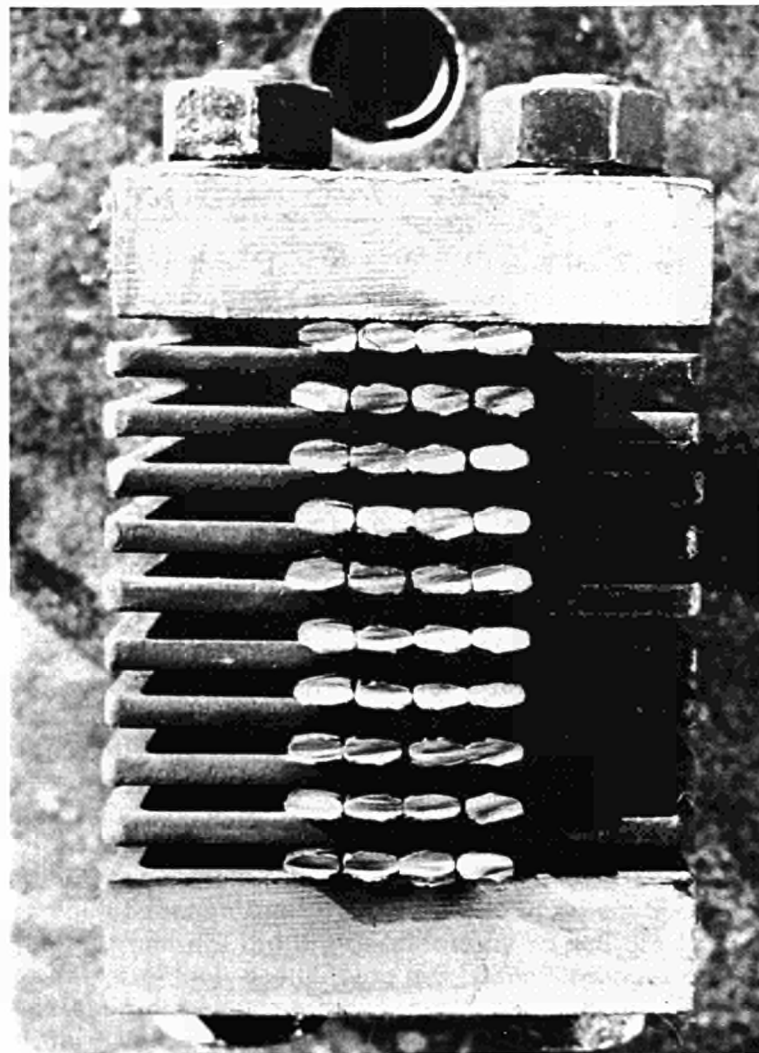


FIG. 2

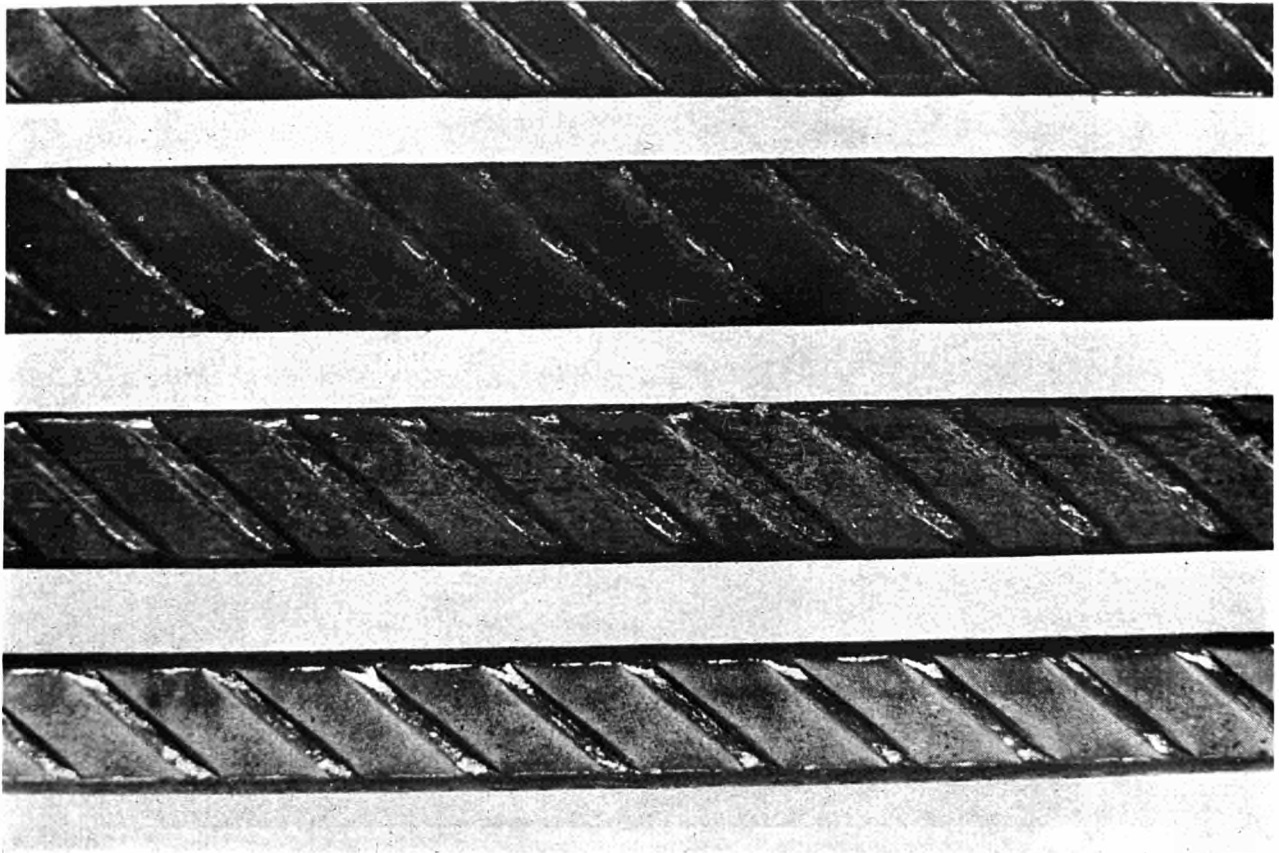


FIG. 3

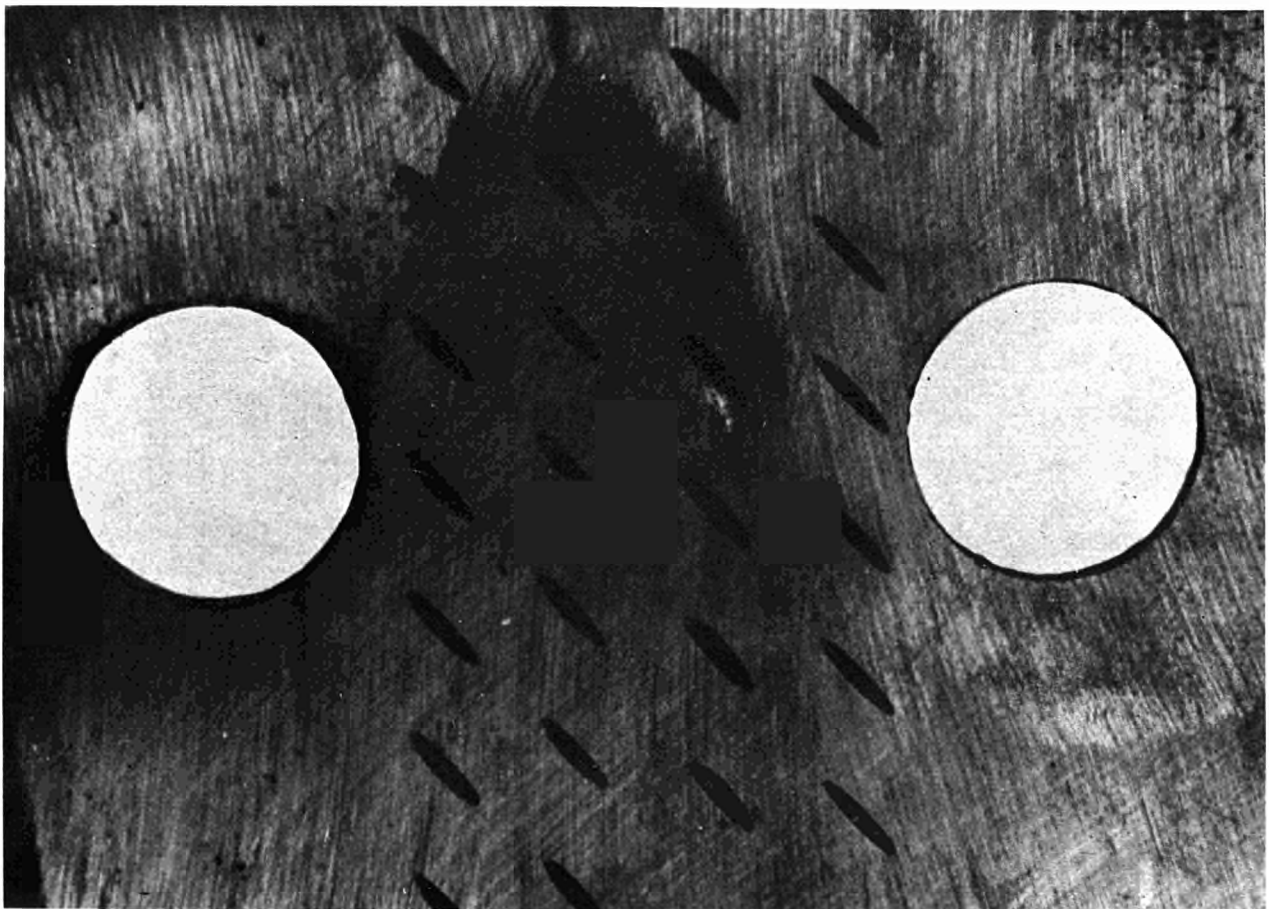


FIG. 4



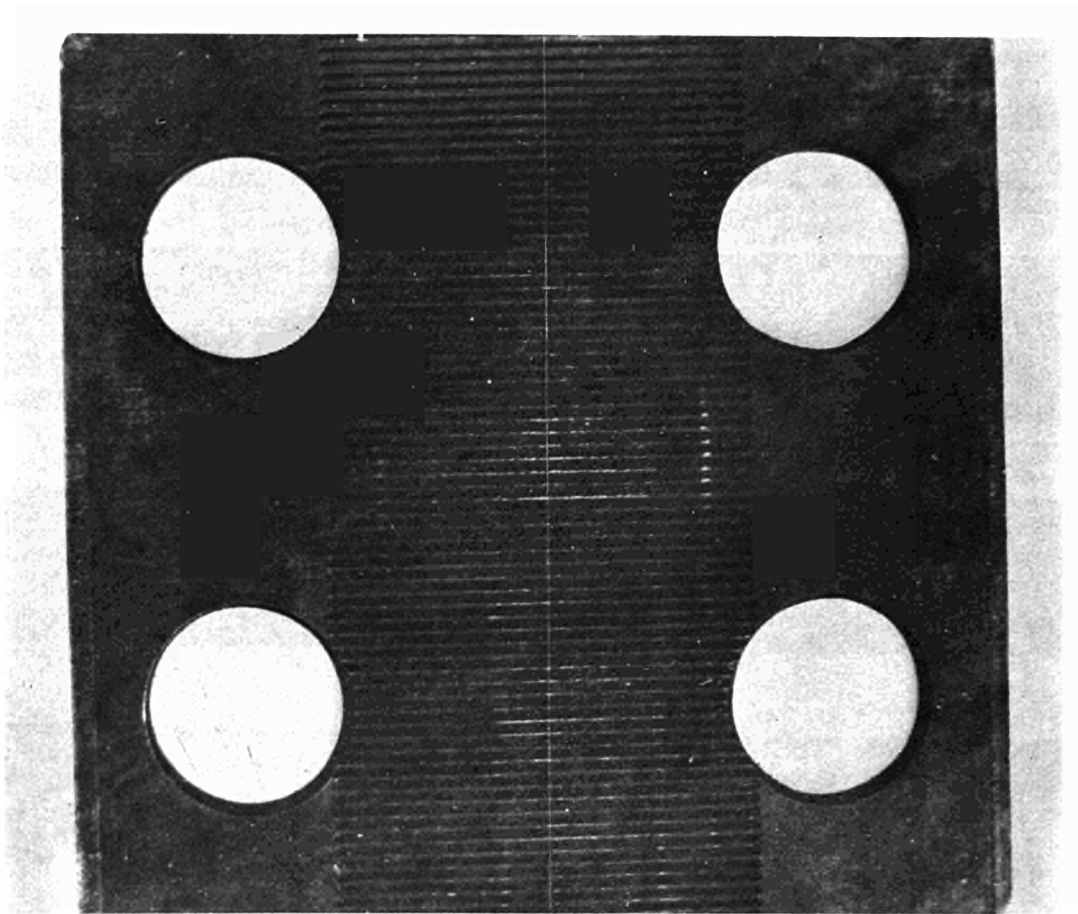


FIG. 5



FIG. 6

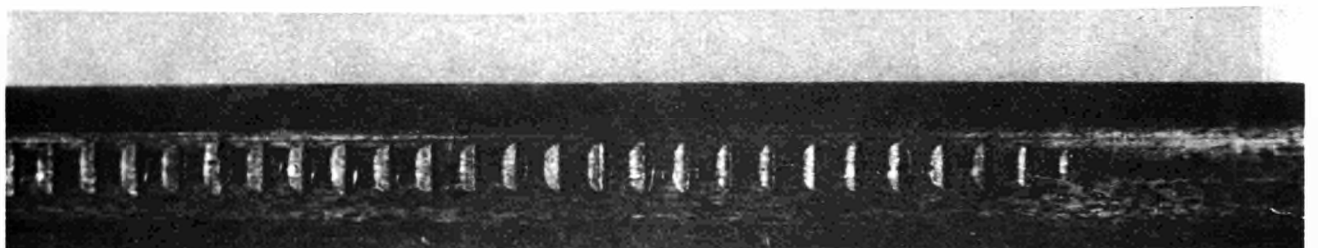


FIG. 7

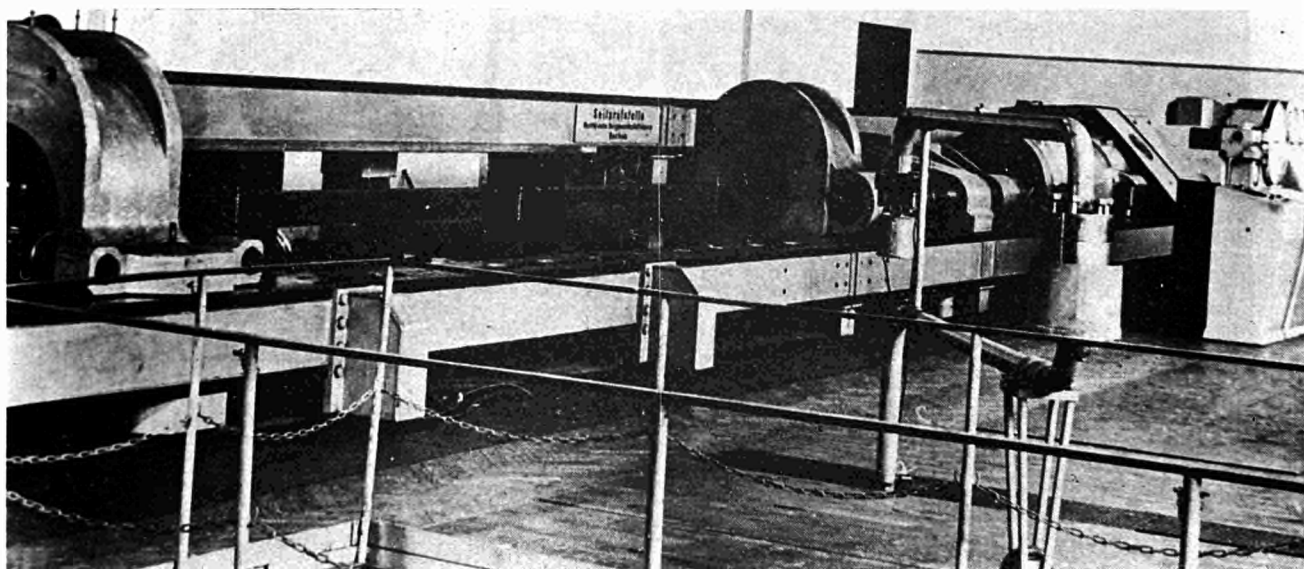


FIG. 8

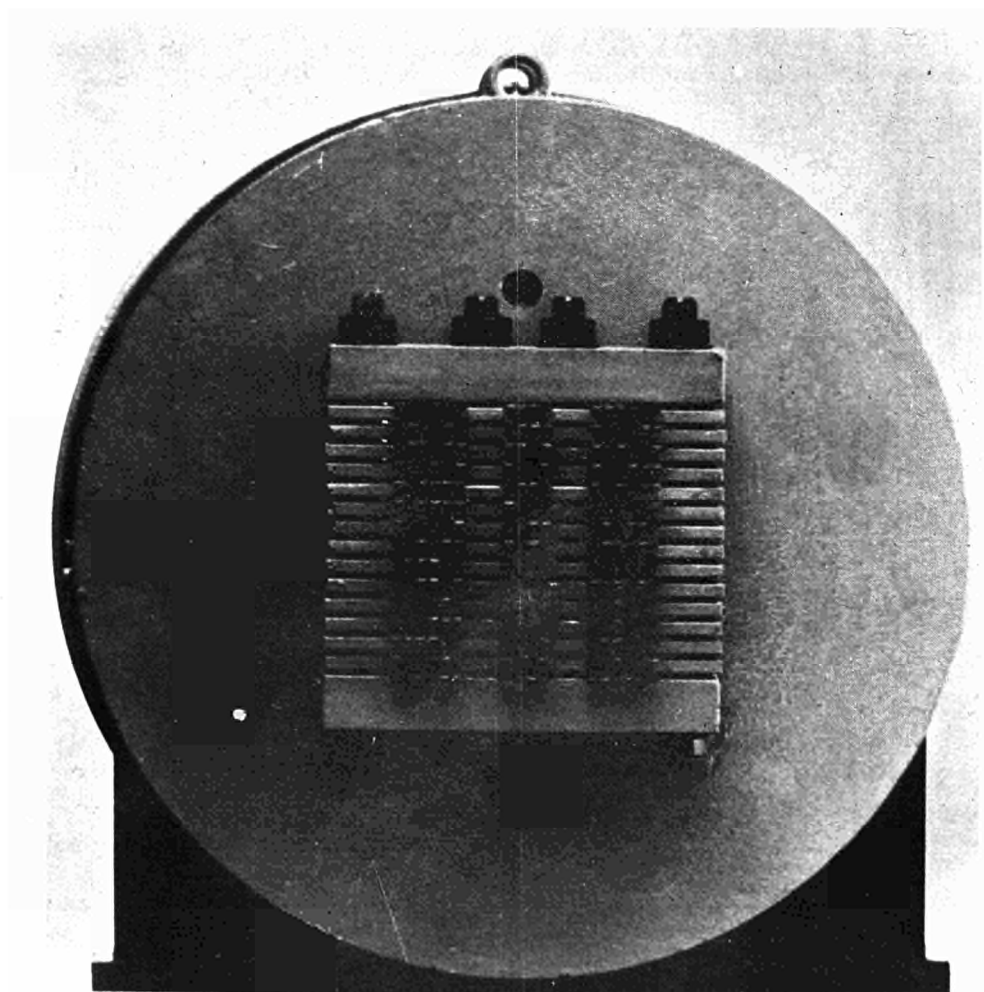


FIG. 9

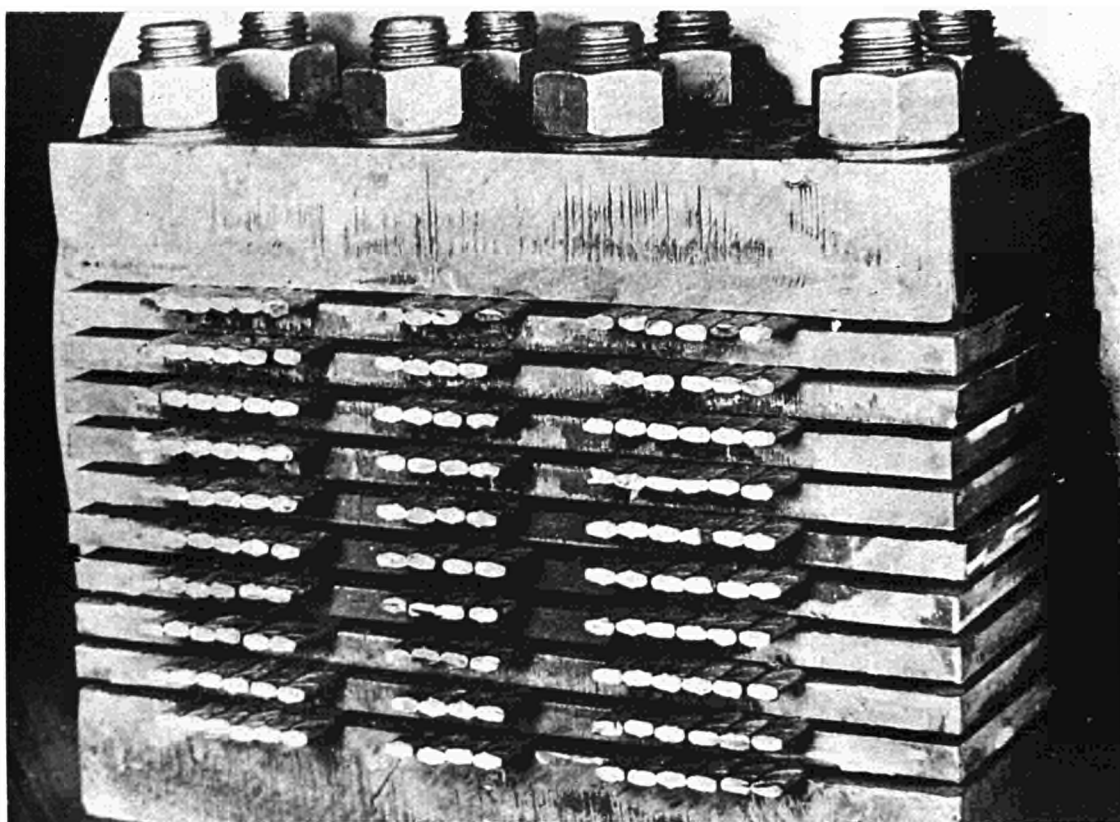


FIG. 10

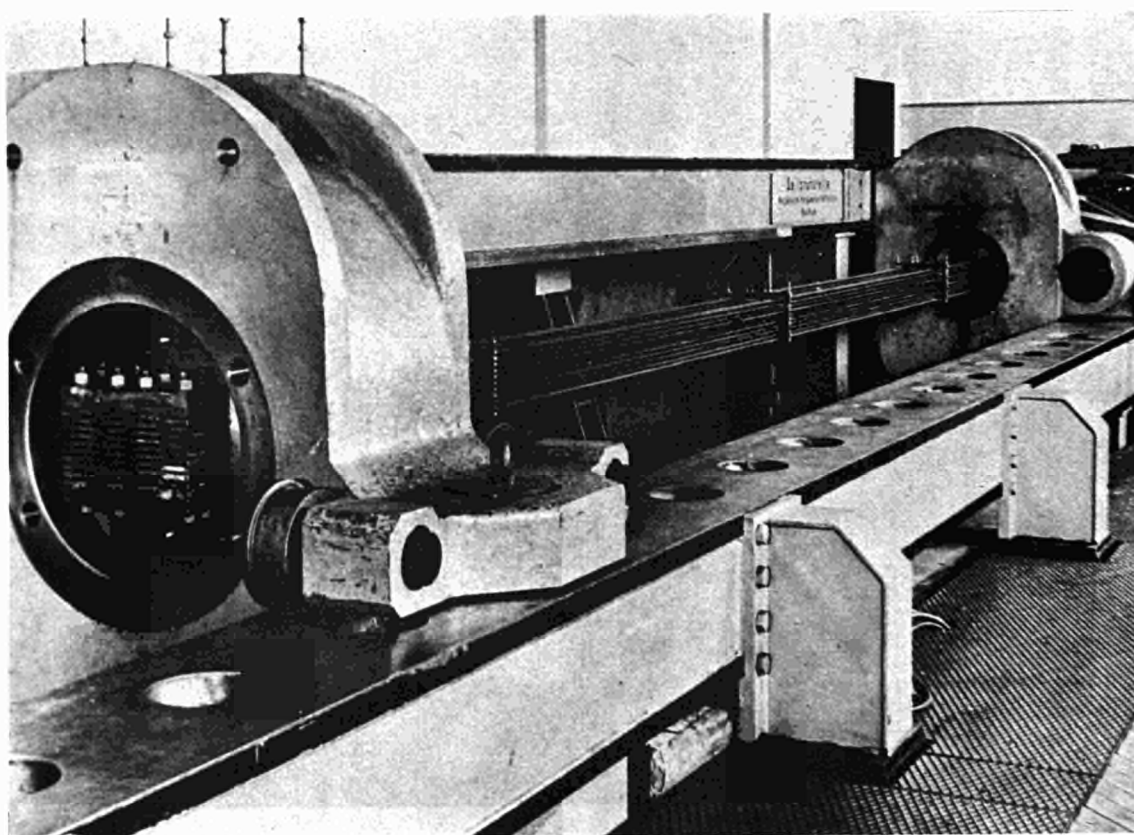


FIG. 11

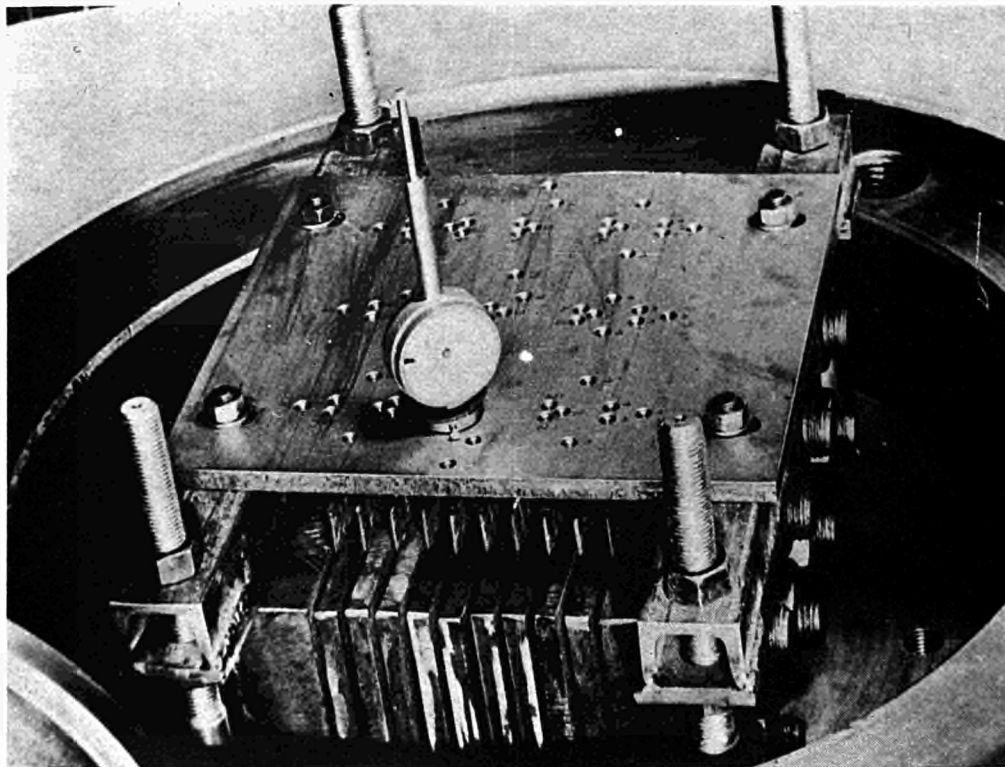


FIG. 12

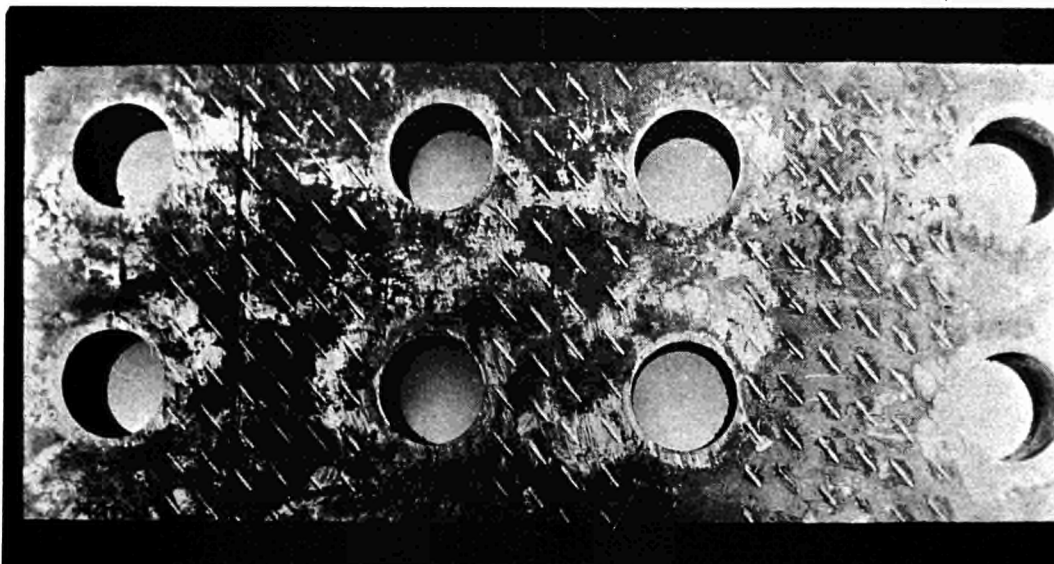


FIG. 13

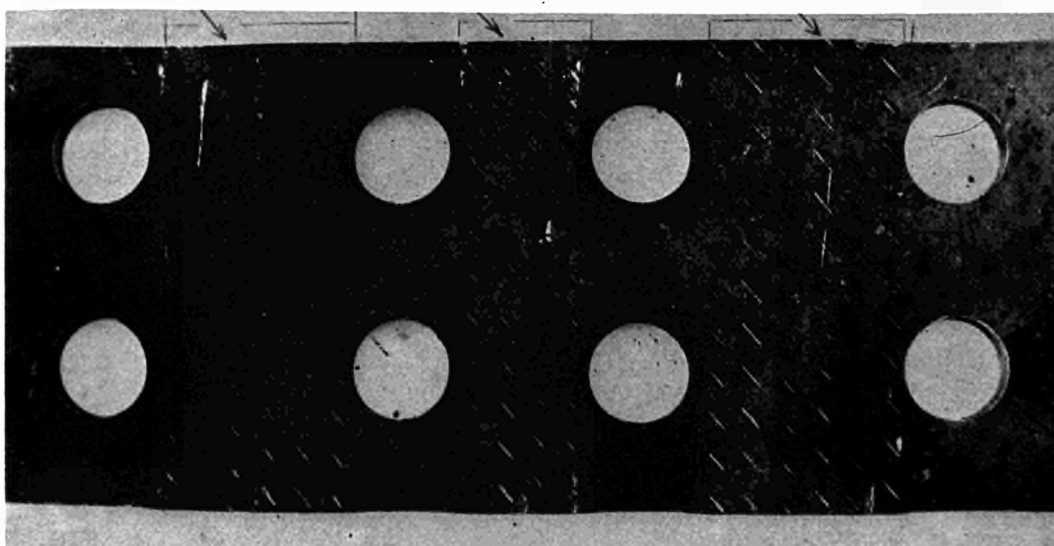


FIG. 14



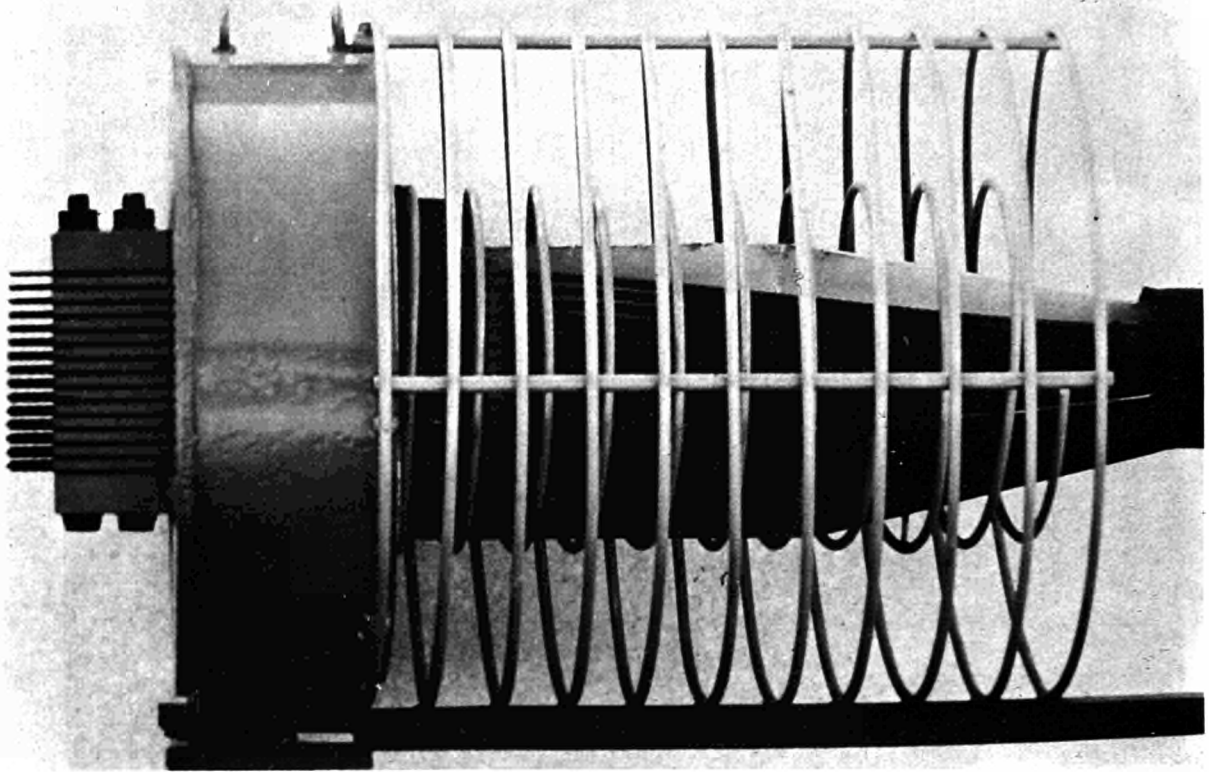


FIG. 15

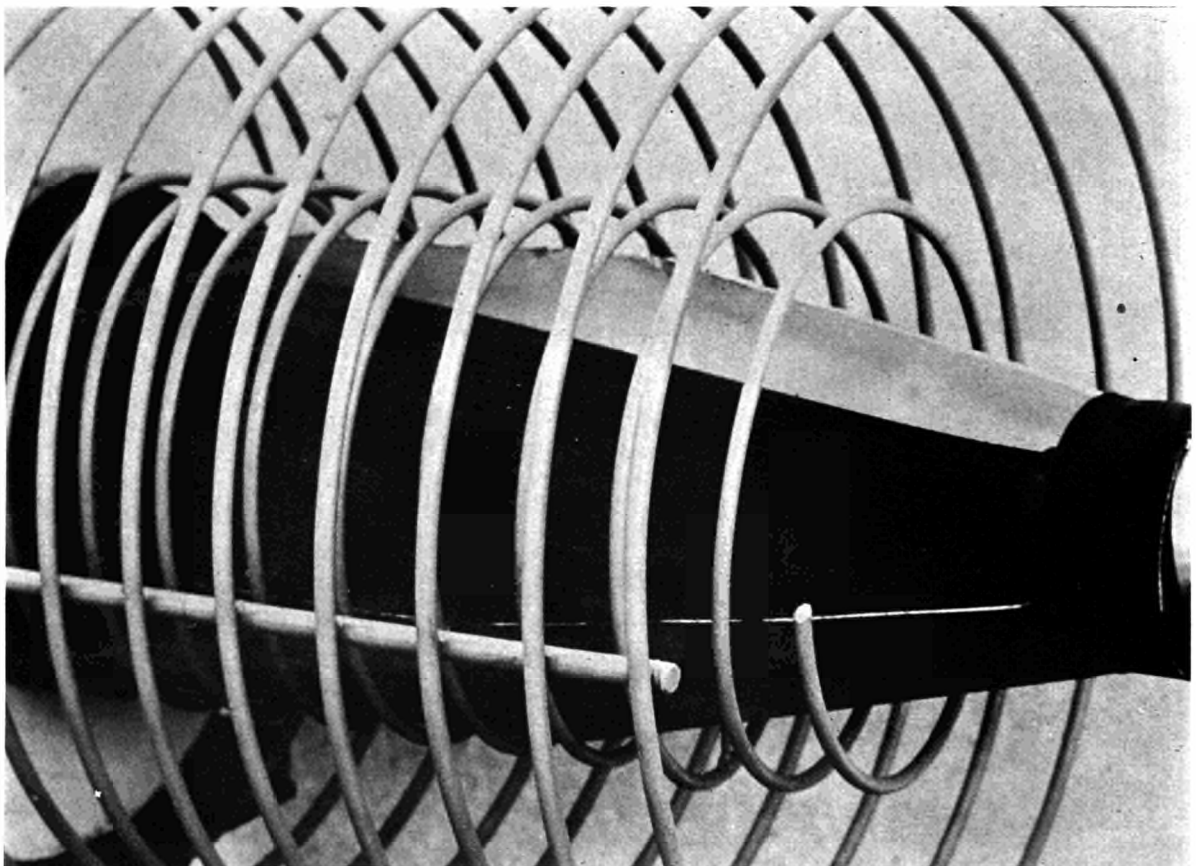


FIG. 16



FIG. 17

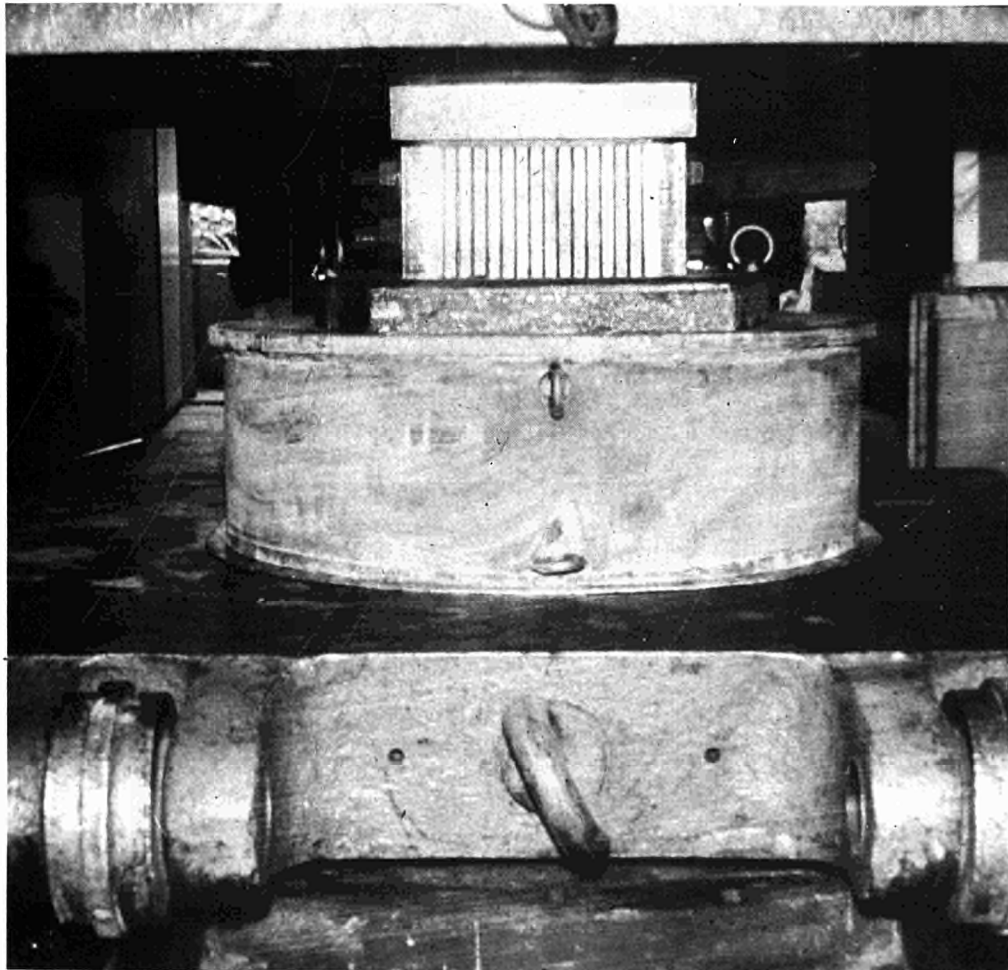


FIG. 18



FIG. 19

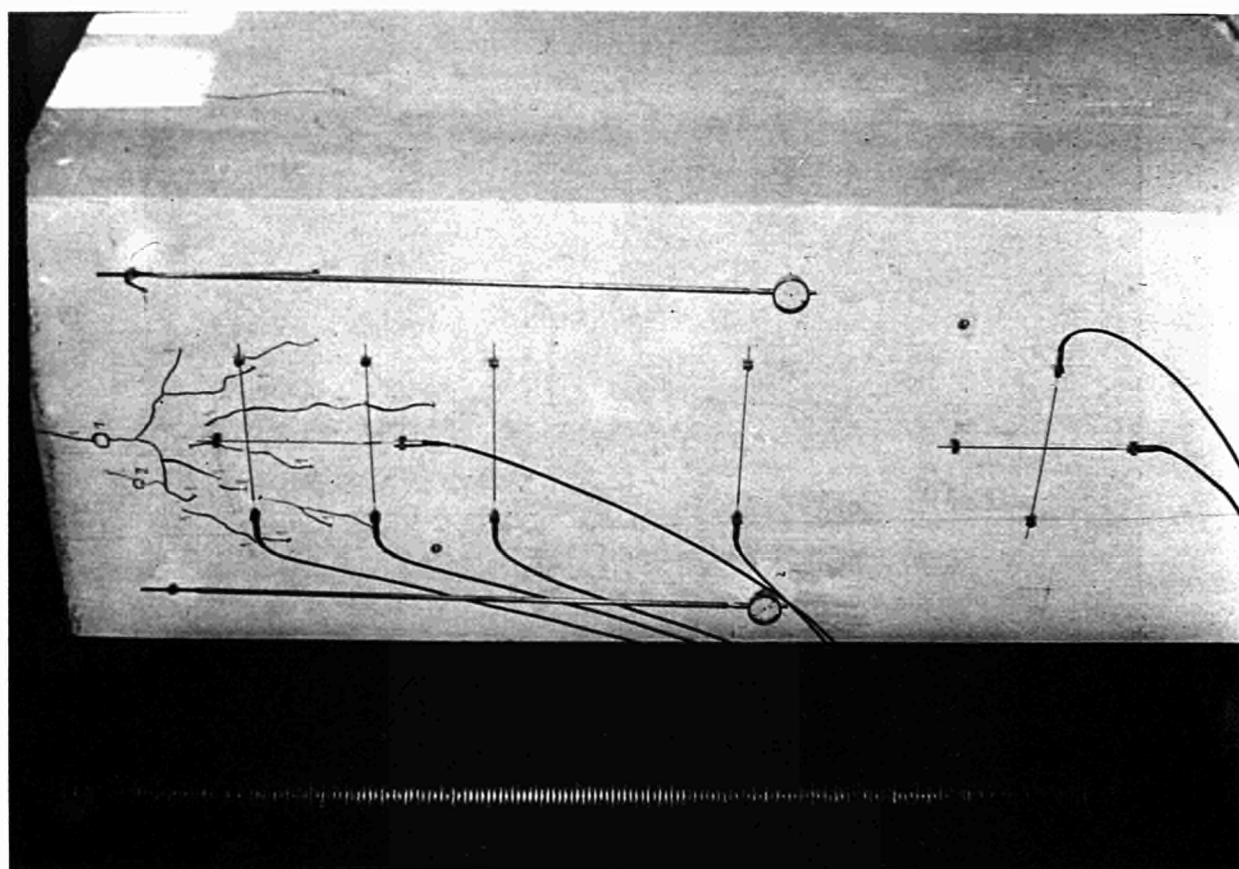


FIG. 20

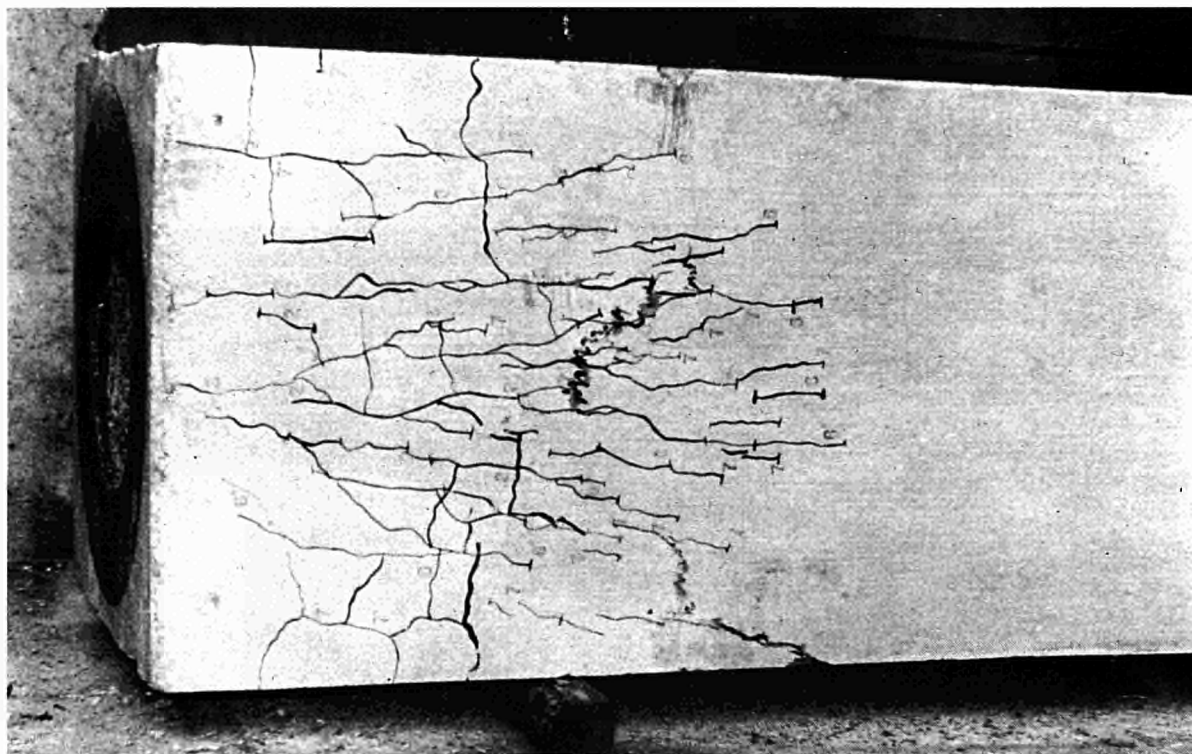


FIG. 21



FIG. 22



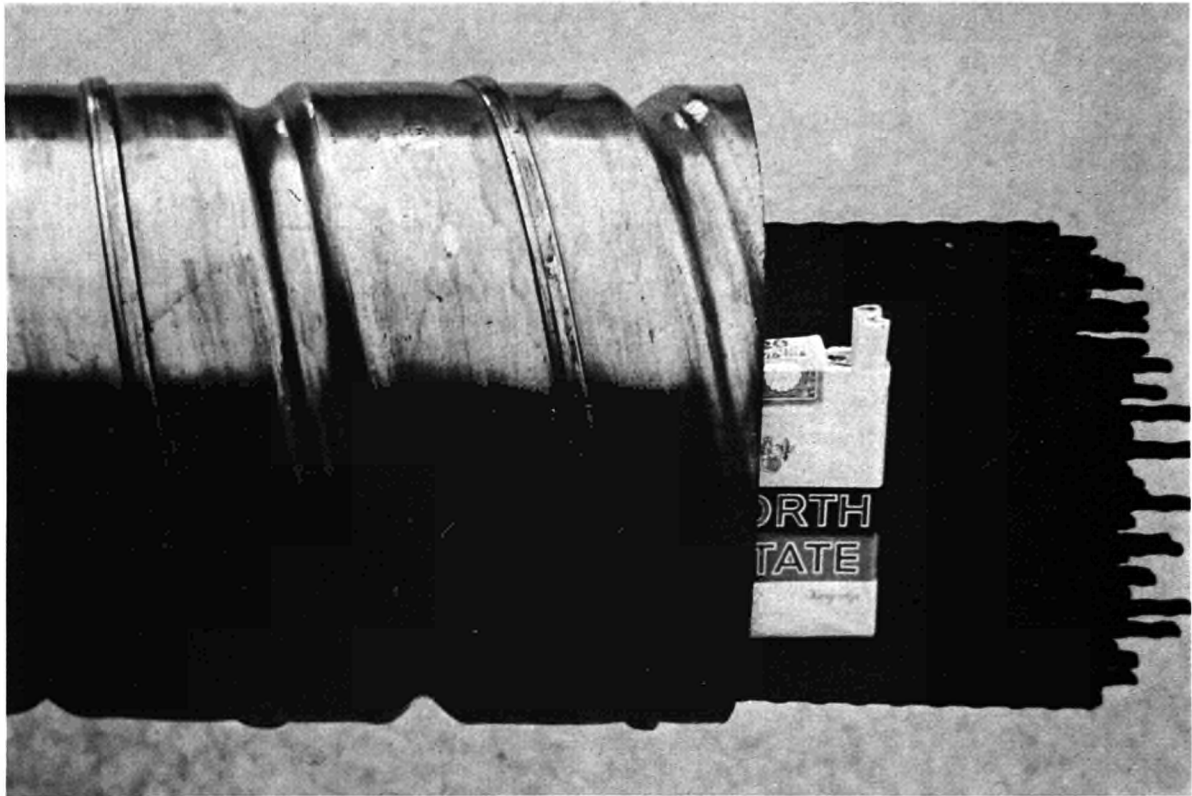


FIG. 23

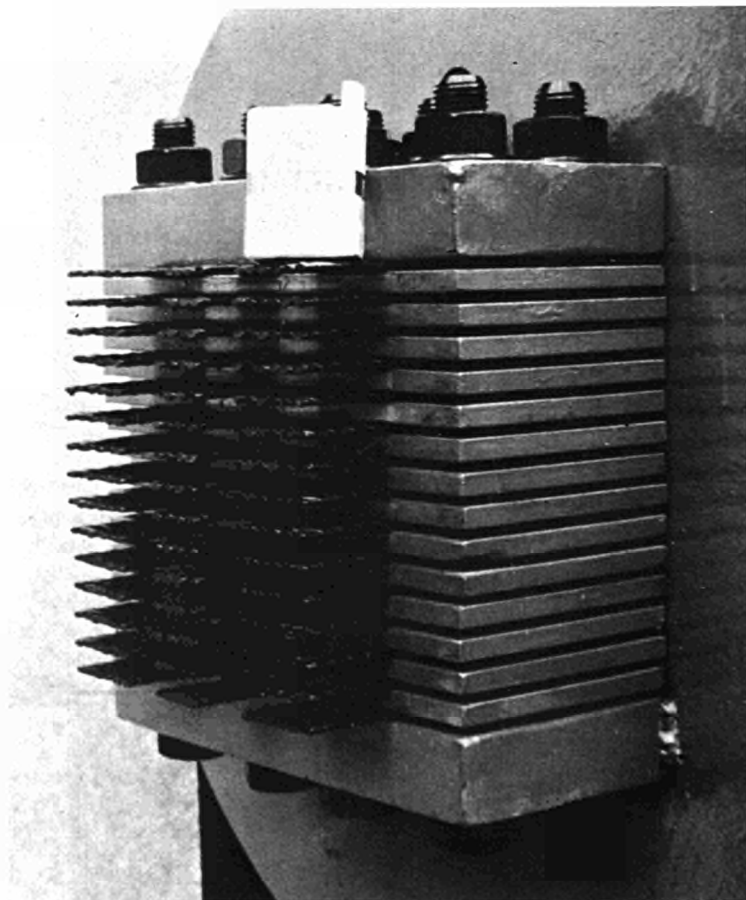


FIG. 24

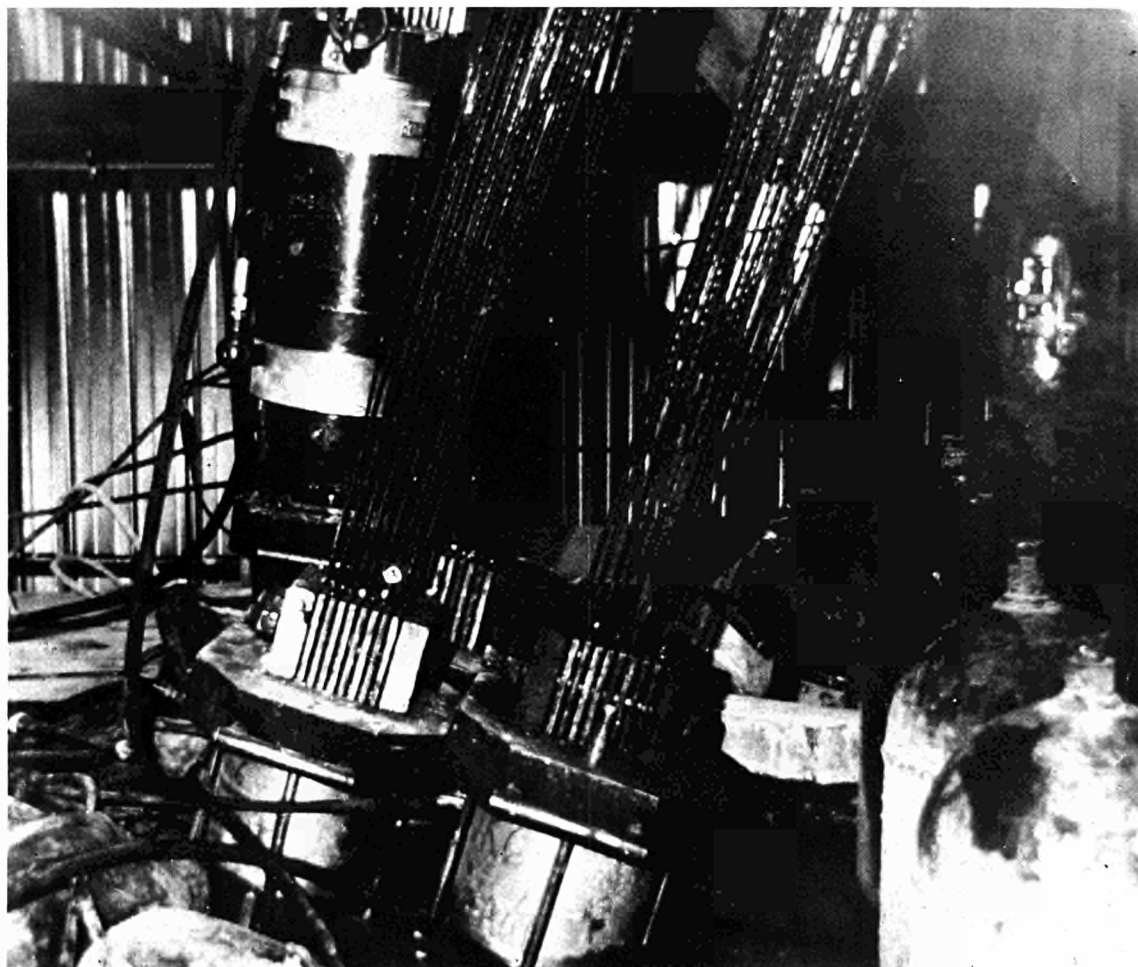


FIG. 25



SCANDINAVIAN MODEL PROJECT (I)

Sh. MENON

Aktiebolaget ATOMENERGI, Stockholm

N° 17a

There has been mention made, both, in the introductory talks and later, of how concrete pressure vessel technologies are extending their frontiers to include water reactors. It is my purpose to give a brief progress report on a project to build and test the model of a concrete pressure vessel for a 750 MW boiling water reactor. The project is organized on a Scandinavian basis and is financed by the Atomic Energy Agencies of Sweden, Denmark, Norway and Finland, as well as the state- and privately owned utilities and the reactor industry in Sweden.

The model is an ambitious one and is meant to test and demonstrate the special features of concrete pressure vessels for water reactors. These are mainly a removable top head and an insulation system designed to operate in a reactor in a two phase coolant. Slide 1 shows a water reactor in a concrete pressure vessel. Slide 2 shows details of the locking mechanisms for the removable head lid.

The load from the internal pressure is transmitted by a large number of struts to the cylindrical part of the vessel. These struts are fitted with bolted wedges in order to minimize tolerance problems. The sealing is effected by toroidal seals with bolted flanges. More details of the head lid design have been published elsewhere so we can move to slide 3.

This shows the principles of the thermal insulation system. The insulation is applied on to an inner casing that separates the gas or water-filled annular gap from the reactor atmosphere. The two spaces communicate through a water seal at the bottom corner of the reactor. Satisfactory small-scale tests have been carried out on this system, both on British and French insulation types at the AB Atomenergi Research Establishment.

The next slide 4 shows the model vessel.

The inside diameter is 2 m, the inside height is 4 m, wall thickness 1.1 m, the bottom slab thickness and the lid thickness is about 1.2 m. The design pressure is 35 bars. The vessel is lined with a stainless steel clad mild steel liner 10 mm thick. The liner is fitted with welded-on cooling pipes. The type of prestressing we have chosen for this model is the BBRW system and the type of insulation that covers both the bottom and the internal casing, is the French CAFL system. The model is extensively instrumented. There are auxiliary systems for pressurising the model with either cold or hot water or steam at 35 bars.

I shall now very rapidly show a number of slides taken during the building of the model. Slide 5 shows the center of the bottom slab before concrete was poured. This was poured upside down, as you will see in the next few slides. Slide 6 shows the same slab after pouring. It is still upside down. The next three slides (7, 8 and 9) show the turning of the bottom slab. - Now the bottom slab is in place and you see the bottom anchorage ring where the vertical cables are anchored to.

Slide 10 shows work in progress with the inlaying of the horizontal prestressing wires and you notice the ducts for the vertical cables and the bonded reinforcement that is laid near the liner. Slide 11 shows work carried on higher up while slide 12 shows that the cavity flange has been welded on to the liner.

Slide 11 shows work carried on higher up while slide 12 shows that the cavity flange has been welded on to the liner. Concreting has come about three quarters of the way up of the vessel.

Slide 13 shows the lid of the vessel and shows the reinforcement inside the lid itself. Slide 14 shows the completed model vessel that is about 7 m high from the bottom to the top and about 4 1/2 m over the buttresses.

Work on site began in the beginning of this year. The concreting of the model was finished on Sept. 1st. Prestressing of the vessel started on September 16 and the 240 cables were prestressed in two stages by October 15 (Slide 15). The results of the prestressing show good agreement with the calculation. Friction coefficients of 0.12 and 0.14 were obtained for the vertical and horizontal cables respectively. The cables were greased.

The model was cold pressure tested on November 13. Slides 16 and 17 show two views with the lid in place with the struts and the instrumentation.

Each individual strut is instrumented for measuring the force taken up by the strut. Four of these struts are rather more extensively instrumented in order to be able to measure the bending of these struts, just to check that they are centrally loaded or not.

The vessel was taken to 95 bars, that is 10 bars over design pressure, in 14 bars stages. Very briefly, the struts showed almost perfect load sharing. The compressive stress in them was about 10 kg per mm<sup>2</sup>. Examination after test showed no marking on the locking details. The toroidal seal showed fully elastic behaviour. The maximum stress was about 30 kg / mm<sup>2</sup> in the material with an elastic limit of about 60 kg / mm<sup>2</sup>. Next week we shall start a 16 day test at 25° C. This test will be followed by tests at 70° C.

Later on will follow the insulation test, tests at 1.5 times the design pressure and finally a rupture test; we plan to finish the test programmes by September next year. The last and final slide shows an overall view of the model with the associated equipment.



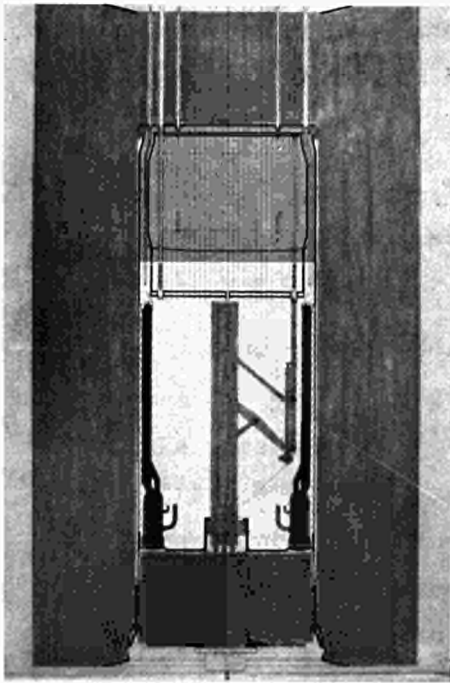


FIG. 1

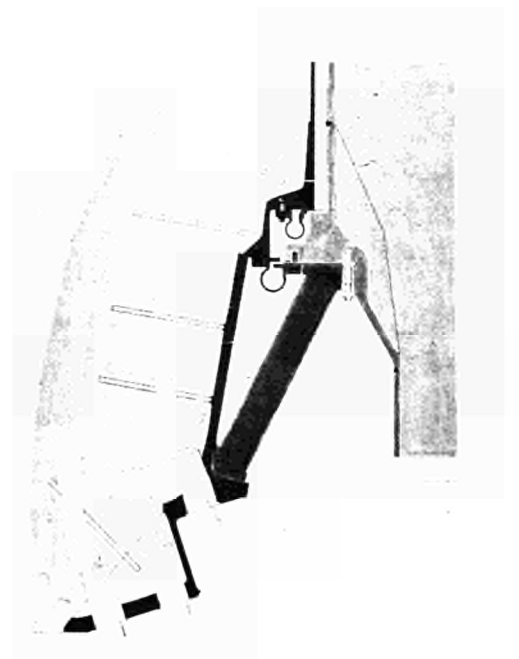
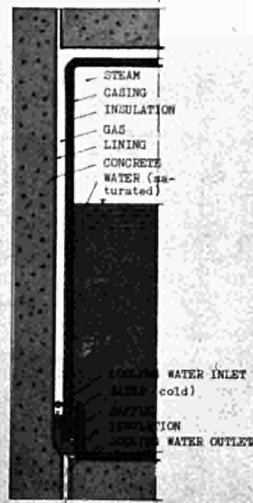


FIG. 2



12 THERMAL INSULATION PRINCIPLE  
FOR CONCRETE VESSEL WATER RE-  
ACTORS (SWEDEN/SCANDINAVIA)

FIG. 3

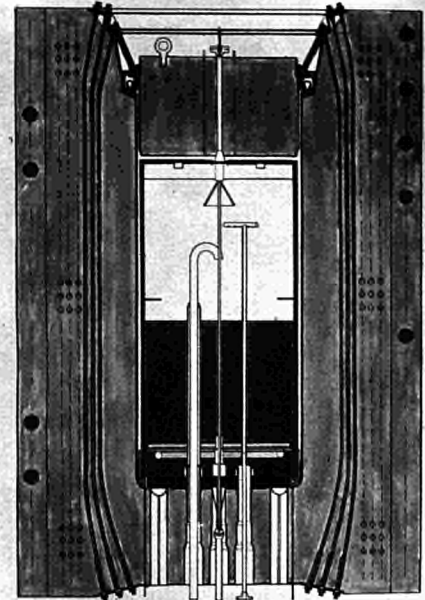


FIG. 4



FIG. 5



FIG. 6

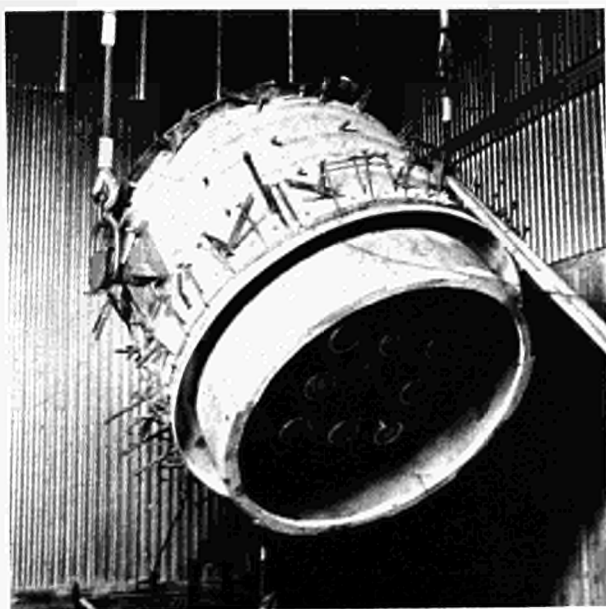


FIG. 7



FIG. 8

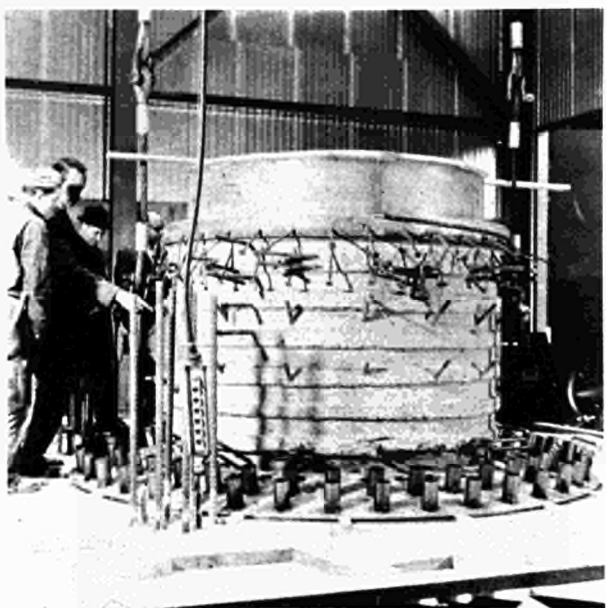


FIG. 9

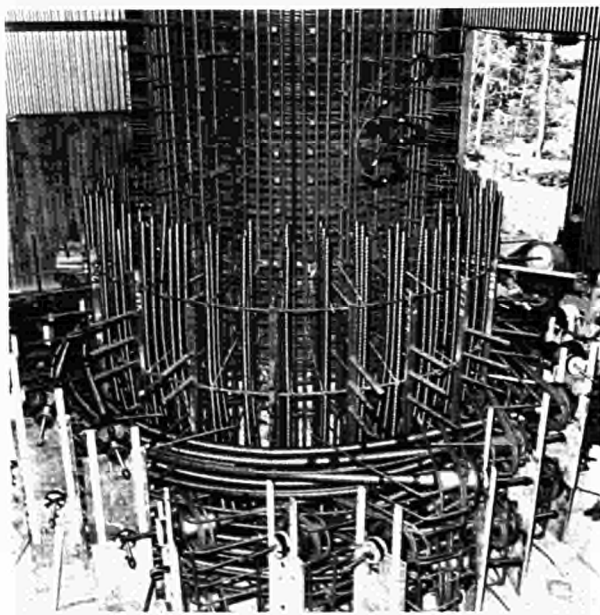


FIG. 10

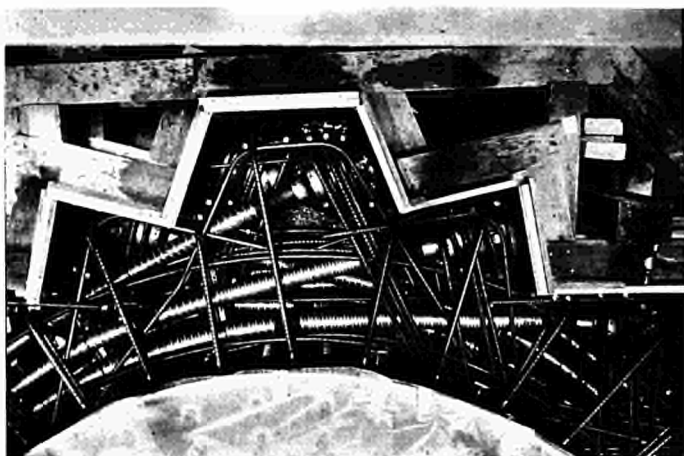


FIG. 11

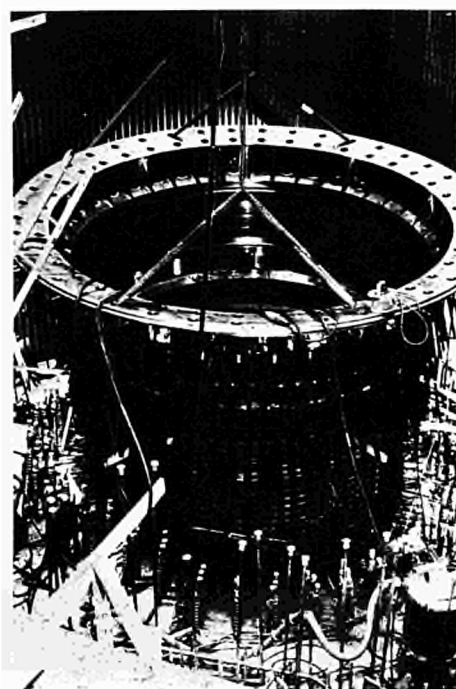


FIG. 12

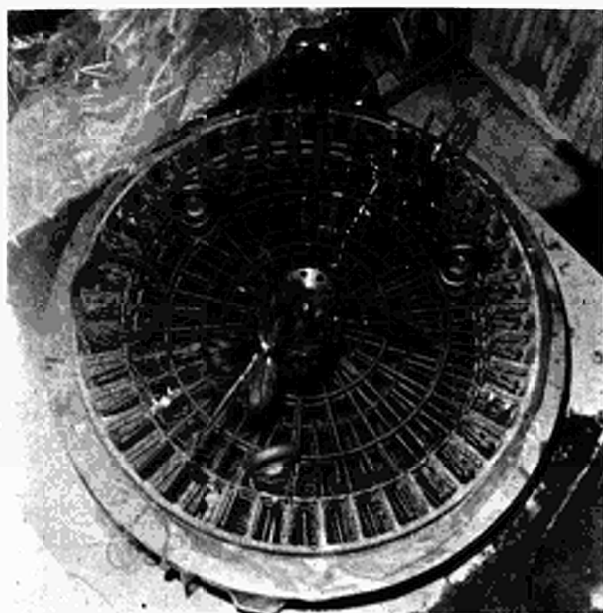


FIG. 13

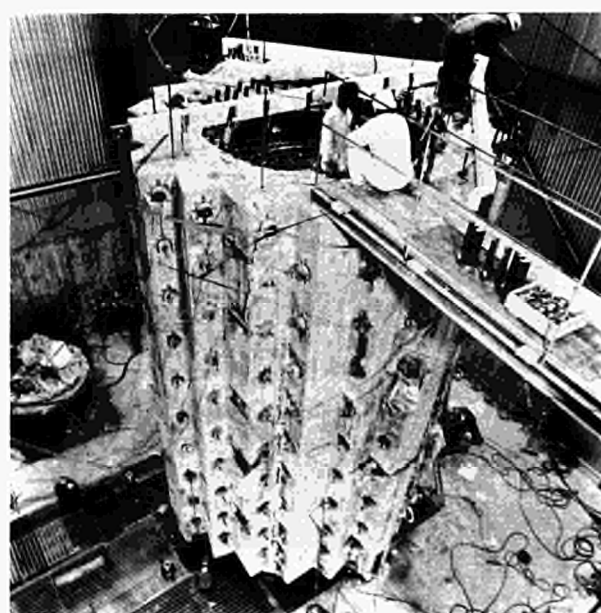


FIG. 14

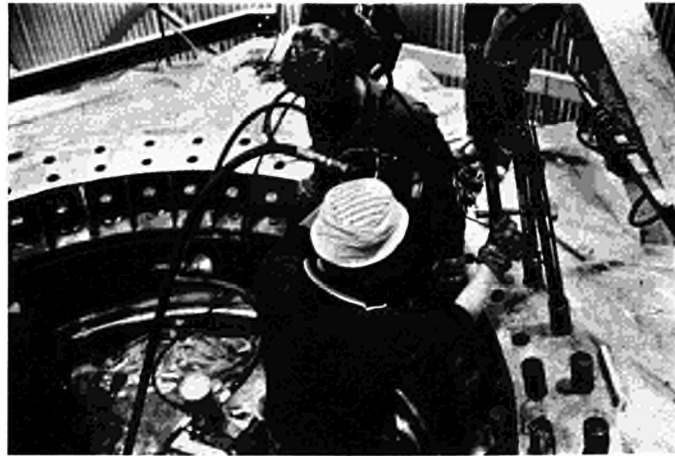


FIG. 15

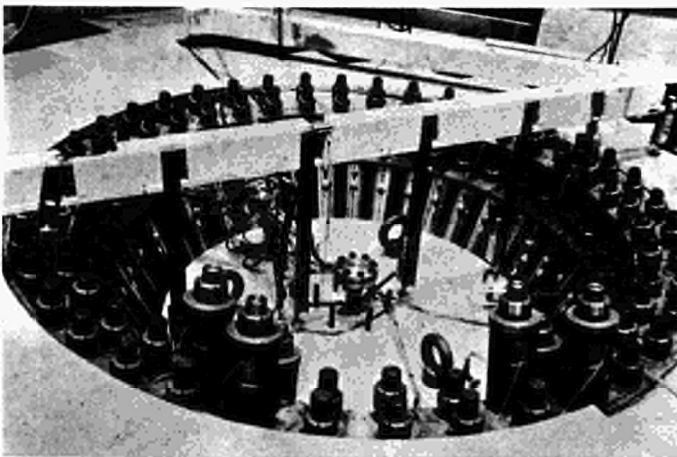


FIG. 16

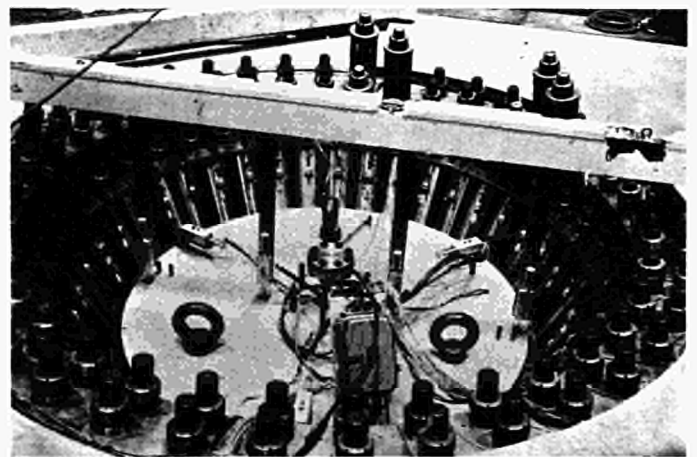


FIG. 17



La deuxième question est relative à la protection contre la corrosion. Vous nous avez dit que les fils étaient suffisamment distants pour que l'on puisse les observer pendant la durée de vie du réacteur avec un petit appareil que vous appelez technoscope, et je le crois volontiers. Seulement, avez-vous pensé que les points où la corrosion va se développer ou risque de se développer sont tous les points de contact de ces fils avec les points d'appui. Notamment entre les "Klemmen". Cela fait probablement plusieurs centaines de milliers de points d'observation. Donc une période, une campagne d'observations avec un personnel pour la durée de vie du réacteur, considérable. D'autre part, quel est le produit que vous proposez pour cette protection? Vous avez indiqué un appareil de mise en place de cette protection automatique. Quel est le nom du produit? Vous parlez d'une épaisseur de quelques  $\mu$ . Pensez-vous que ce produit soit efficace précisément aux points de contacts?

MÜHE - Ph. Holzmann: Dr. Scotto, I thank you for your questions but it is too complicated to compare the costs of the different systems in a simple way, but I propose that you give us special projects and we make you a prize for this project. - The question concerning the degree of the security and of the type of cracks depends on the circumferential prestressing system. Our intention is to develop a system that is applicable to each type of the PCV and so the system is only presented in my speech as an example and not as if all possibilities were existing with this system. You can change depending on how many edges you have, you can change the type of the section of the body, you have 50 or 30 % bond, but this is of influence for the appearing of the cracks. You can choose with this system the percentage you want on the bond and so you can choose how to work in the crack distribution. This all is open. I wanted this paper to present a system and not a construction. And now Mr. Launay, we need, in order to stress the prestressing wire, a wire-winding machine which works with four wires. I prefer the oversection-wire with lips in many

cases. There exist some idea to develop special steels, tempered steels with special things for prestressed concrete pressure vessels, I remember high corrosion resistance and high relaxation resistance. This is possible because the all-tempered wires can be developed so that they need not the possibilities for the cold drawn process. So there is a gap between the prestressing with big steel band and with sectioned wire. You can imagine what possibilities are given here. So we need no friction losses because no friction is appearing. Only on the points before the cracking of the vessel there are no clamping bolts on the corners, there a friction is important for the stress distribution.

My last remark to the corrosion protection. As corrosion protection for this machine it is possible to use material like ESSO, type 392. This is 80 % gasoline and 20 % natural film building wax and you can add to it gas phase inhibitors. And so it is possible to reach each point of the surface of the point of the wire.

It is not necessary that you have a circle. It is possible to choose other types, I remember the types with the incorporated turbine etc. And the possibility for cracks depends on the special characteristic things of each construction. This depends not on the method of prestressing and now for Mr. Launay's question: I think that in all cases you can chose between inside and outside cable, it is better to prefer the outside cables for two reasons, you have more safety to have the full prestressing force on each point you want to have. On behalf of the friction losses on inside cables you have always a percentage higher than the percentage possible for the working of the wire winding machine. The other thing is, you have to choose so many points that the economic effect of the reduction in the tendon efficiency on the points with the clamping plates are in relation to the costs. We have seen in the other paper 4 % reduction. You are free how many per cent reduction you choose. You have more edges at low reduction. This is what you want.

LAUNAY - CITRA: I thank you, Dr. Mühe.





qui seraient disposés entre les vérins. Lorsque je dis entre vérins, ce n'est pas obligatoirement au milieu, puisque pour un caisson qui aurait un diamètre inférieur à 10 m, si on plaçait exactement les selles de support au milieu, on aurait une perte de tension au moment où l'on supprimerait la pression dans les vérins pour reposer la cerce sur les selles de support, entre 10 et 14 % dépendant du nombre de vérins. Ceci n'est pas très important puisque effectivement on n'est pas au maximum des caractéristiques élastiques du feuillard, on serait donc capable de monter un peu plus haut et puis d'avoir un feuillard dans les conditions nominales au moment où il repose. Mais cela peut peut-être présenter un inconvénient. On a envisagé d'autres solutions qui consistaient à avoir la tête de selles relevée par les vérins et calée sous la tête de selles. A ce moment là nous n'avons plus aucune perte de tension. Il existe également une solution qui consiste à fractionner les feuilards. Le feuillard que vous avez vu là a été pris volontairement de 25 cm de large pour un essai qui était de petit diamètre afin de cumuler les défauts possibles. Puisque plus le feuillard est large, plus il était vraisemblable que nous aurions des défauts dans ce feuillard, plus le diamètre est petit, plus l'influence de la tête de selles devait être importante. Donc nous avons volontairement cumulé les défauts, mais nous sommes convaincus que pour un caisson de grande dimension, les feuilards de 10 cm de large seraient certainement mesure beaucoup plus favorable. Dans ces conditions, il serait beaucoup plus aisé de soulever la tête par des vérins puis de caler par en dessous. Ceci pour les différents processus que nous avons envisagés. Il n'était pas question de faire cela sur l'essai de Marcoule étant donné que nous disposions des vérins et, que nous disposions de peu d'argent. Donc il était nécessaire de réaliser un essai le plus rapide possible, capable de nous montrer que la

mise en place de la cerce était une opération aisée, facilement réalisable. J'ai oublié de vous signaler que nous avons mis en place le feuillard à une vitesse de l'ordre de 5 KM/h.

Je voudrai répondre aux données économiques:

Nous avons comparé il y a deux ans, alors que le procédé n'était pas complètement étudié, un caisson en câbles, normal en étoile, un caisson avec une précontrainte par cerce sur lequel les vérins étaient abandonnés, et un caisson avec la cerce reposant sur les selles d'appui. Nous n'avons pas fait intervenir dans ce calcul le fait du gain de temps sur la construction du caisson. Dans cette comparaison économique, que nous pourrons fournir aux personnes intéressées, il est apparu que abandonner les vérins revenait à peu près à un prix équivalent à celui qui consistait à utiliser des câbles classiques en étoile et que celui qui consistait à reposer sur des selles d'appui permettait un très léger gain d'argent.

Je pense que si l'on fait intervenir la durée de construction, il serait plus économique de laisser les vérins en place.

PUYO - Coyne & Bellier: En complément à l'exposé no. 15 de M. Saglio, comme suite à la communication no. 17, je voudrais signaler que nous avons mis au point un procédé d'encrage de câbles en précontrainte à partir de feuillards en utilisant un multi serrage qui transmet la force de chaque feuillard à des intercalaires. La force de serrage est alors isostatiquement et intégralement transmise sans entraîner de contrainte parasite locale car les pressions s'exercent sur des surfaces au lieu d'être ponctuelles, et seul le frottement est mobilisé. On peut réaliser par ce procédé des câbles de puissance presque illimitée avec l'encombrement minimum.

WÜRDIG - GHH: Ich habe einige Fragen zum Vortrag Nr. 16 von Herrn Rissler. Das Gesamtkonzept des Behälters aus vorgefertigten Teilen ist interessant und bestechend, und Herr Rissler hat uns eine verbesserte Konstruktion eines horizontalen Ringes für einen

solchen Behälter gezeigt. Es bleiben aber bei dem Gesamtprojekt zwei Probleme, die, wie mir scheint, doch gravierender sind, und wenn ich mich recht erinnere, sind diese Fragen auch bei der Tagung vor zwei Jahren schon einmal angesprochen worden. Diese Probleme sind folgende: 1. die Verbindung des zylindrischen Teils des Behälters mit dem Deckel und mit dem Boden. Die Decke und der Boden geben nach, wenn der Behälter auf Druck kommt. Man braucht also einen Dehnbalg, der diese Bewegung auffängt, der den Druck des Reaktorkühlmediums trägt und der außerdem von Zeit zu Zeit aufgetrennt werden kann. Das dürfte also sehr schwierig sein. Zweitens ist die Frage des Temperaturschutzes, also der thermischen Isolierung für einen wassergekühlten Reaktor immer noch ein offenes Problem und auch die Lösung, die in dem Vortrag aus Schweden von Herrn Menon angeführt wurde, nämlich die Verwendung eines Gasspaltes, scheint mir nur ein Notbehelf zu sein, so lange man nichts Anderes hat. Die Frage jetzt: Ist bei der Firma Siemens an diesen beiden Problemen in der Zwischenzeit irgend etwas geschehen?

RISSLER - Siemens AG: Ich möchte zuerst nochmal auf die Fragen von Herrn Dr. Scotto eingehen. Er hat nach der Sicherheit gefragt. Unser Behälter war für 100 at ausgelegt. In der Kaltdruckprobe haben wir ihn mit 130 at geprüft, was einer 1,3-fachen Druckerhöhung entspricht. Es ist interessant aufzuzeigen: Wenn man den Pressendruck beim Aufweiten rechnerisch umlegt, so entspricht er einem Innendruck von 137 at. Die 130 at sind als Prüfdruck also durchaus vernünftig und sie können aufgenommen werden, zumindest so lange kein großer Kriechverlust da ist, ohne daß auf der Außenseite Risse entstehen. Im übrigen war der Behälter rechnerisch ausgelegt für einen Sicherheitsfaktor von 2,5 bezüglich des Stahls. Im Pfropfen, der ein dreiaxsig beanspruchter Betonbauteil ist, sind wir auf dreifache Sicherheit gegangen.

Nun zur Frage von Herrn Würdig: Der schwache Punkt sämtlicher Spannbetonbehälter für Wasserreaktoren ist zweifellos die

Isolierung. Auf diesem Gebiet gibt es zwar seit zwei Jahren eine Weiterentwicklung aber noch keine ganz befriedigenden Ergebnisse. Unserer Ansicht nach kann man keine Isolierung für einen Behälter eines Gasreaktors ohne Schwierigkeiten auf den Behälter für einen Wasserreaktor übertragen.

Die Balgkonstruktion ist zwangsläufig eine Schwierigkeit dieser Konzeption, da der Behälter an der Ober- und Unterseite, besonders auf Grund des Pfropfenverschlusses, relativ große Bewegungen in der Größenordnung von 6 - 3 mm macht, die man durch eine Kompensatorkonstruktion auffangen muß. Bis jetzt hat man über Kompensatoren noch allgemein sehr wenig gewußt. Sie waren auch nicht befriedigend zu rechnen. In der Regel war man deshalb auf den Versuch angewiesen. In Zukunft wird das wohl anders werden. So existieren auch heute schon einige Rechenprogramme, mit denen man Balgkonstruktionen wesentlich besser erfassen kann. Zum Teil sind sie auch zur Zeit noch in Entwicklung. Wir wissen z.B. von zwei Programmen, die ich aber jetzt namentlich nicht aufführen könnte, die in der Lage sein sollen, was wir allerdings noch nicht geprüft haben, diese Probleme zu lösen.

MENON - Atomenergi: The representative of Siemens and also the speaker before him made remarks about the uncertainty of the insulation of gas-cooled reactors when applied directly on watercooled reactors. The remarks are certainly true if the insulation is used in the same manner, i.e. if it is applied on the lining without any possibility of either inspection, maintenance or replacement. The chances of their existence, of their satisfactory performance for over 30 years, are rather limited. On the other hand for the Swedish design, the insulation is applied on an internal casing which is removable, naturally in conjunction with a removable head. This internal casing can be lifted out of the vessel and can be inspected

and replaced, if necessary. The part of the insulation that cannot be got out is the insulation in the bottom of the reactor. On our model vessel we are using thicker materials, we have a 1/2 mm thick stainless steel foil and stainless steel wire that goes into the making of the insulation matrices in the bottom. Naturally from the insulation point of view, using such thick material would increase the heat flow and reduce its effectiveness as an insulant. The insulation requirements at the bottom of the reactor vessel are very moderate.

ARATHOON - SOCIA: Je voudrais poser une question à M. Mühe sur la communication no. 14. D'après les figures 15 et 16, il semble qu'il y ait des déviations assez importantes des fils de précontrainte sur les barres d'encrage. Je voudrais savoir si ces déviations n'introduisent pas des contraintes de flexion secondaires importantes et si les barres d'encrage ont un dessin spécial pour y remédier?

MÜHE - Ph. Holzmann: Die Darstellung der Umlenkung der Spannstähle am Stufensprung ist in vereinfachter Form in den Abbildungen 15 und 16 gezeichnet. Tatsächlich ist der Winkel, der auftritt, wesentlich geringer, denn es werden im allgemeinen 3 bis 4 Felder notwendig, damit die Wickelmaschine den Stufensprung vollziehen kann. Wegen der Abmessungen des Papiers ist das aber, um das Prinzip zu erklären, auf diesen größeren Winkel gezeichnet worden. Es sollte ja nicht nur eine Information über das Prinzip sein. Ich hoffe, daß damit die Frage beantwortet ist. - Die Umlenkungen bleiben, die Zusatzspannungen richten sich grundsätzlich nach den deutschen Spannbetonnormen, in diesen ist es nicht erlaubt, daß die Einzeldrähte eines Bündels voneinander um mehr als 5 % differieren.



ERGEBNISSE DER MODELLUNTERSUCHUNGEN  
AM MEHRLAGEN-DRUCKBEHÄLTER

H.P. SCHRAGE

Fried. Krupp GmbH Universalbau, Essen

Nº 18



## 1. Allgemeine Einführung

Im Jahre 1964 wurde zwischen Euratom und Fried. Krupp Universalbau ein Forschungsvertrag abgeschlossen, mit dem Ziel, die Mehrlagenbauweise von Spannbeton-Reaktor-Druckbehältern zu entwickeln und modelltechnisch zu erproben. Als Referenzreaktor für dieses Forschungsvorhaben diente der französische Reaktor Bugey I.

Ein wesentlicher Vertragsbestandteil war der Bau eines 1:5-Behältermodells in Mehrlagenbauweise. Dieses Modell wurde in der Zeit von Okt. 1966 bis Juli 1967 auf dem Versuchsgelände in Essen an der Hedenkampstrasse gebaut und in der Zeit von Aug. 1967 bis Juni 1969 versuchstechnisch erprobt.

Im Folgenden wird über die Aufgabenstellung, die versuchstechnische Ausrüstung des Modells, die Versuchsdurchführung und über die Versuchsergebnisse berichtet.

## 2. Aufgabenstellung für den Bau des Modellbehälters

Der allgemeine Stand der Kenntnisse zum Zeitpunkt der Auftragserteilung und der gegebene Finanzrahmen beeinflussten die Aufgabenstellung. Die wichtigsten Teilaufgaben waren:

- + Anwendung der Konstruktions- und Berechnungsmethode für die Mehrlagenbauweise,
- + Erprobung neuer, für die Mehrlagenbauweise typischer Bauverfahren,

- + Versuchstechnische Erprobung einer neuen Isolierung,
- + Bestimmung des elastischen Verhaltens des Modellbehälters und Ueberprüfung der Uebereinstimmung zwischen dem ermittelten Verformungsverhalten des Modells und den rechnerischen Verformungen, welche mit einem innerhalb dieses Vertrages aufzustellenden Computerprogramm berechnet werden sollten.
- + Bestimmung der Elastizitätsgrenze des Behälters, der Rissbildung und des Tragverhaltens bei angehobenen Belastungen.
- + Berstversuch.

Der abschliessende Berstversuch wurde nach Durchführung der ersten Versuche am Modell im Einvernehmen zwischen beiden Vertragspartnern zurückgestellt, um Langzeitversuche unter Betriebsbelastungen durchzuführen. Diese Langzeitversuche wurden im Juni 1969 abgeschlossen.

### 3. Erläuterung der Modellkonstruktion

Da es sich bei diesem Forschungsvertrag um grundlegende Entwicklungen und Untersuchungen einer neuen Bauweise handelt, war das Mass der physikalischen Aehnlichkeit zwischen Modellbehälter und Referenzdruckbehälter von vorneherein nicht hoch angesetzt. So war vorgesehen, die zahlreichen Panzerrohrdurchführungen des Referenzreaktors im Modell nicht einzubauen. Lediglich das Problem der für die Mehrlagenbauweise typischen Durchdringung des Wasserspaltes

durch Panzerrohre in Form von Kompensatorelementen wurde berücksichtigt, und zwar durch Einbau eines Prototypkompensators in der Zylinderachse im oberen Behälterabschluss, (Dia Nr. 1). Eine weitere Abweichung von der geometrischen Ähnlichkeit zeigt die Anordnung der Lisenen, bzw. die Spannkabelführung:

Aus Kostengründen wurde mit Ringkabeln gearbeitet, welche  $360^{\circ}$  umschlingen und lagenweise um  $180^{\circ}$  versetzt sind. Hierdurch entsteht eine Geometrie mit nur zwei Lisenenbereichen, welche sich einander gegenüberliegen, und mit zwei dazwischen liegenden Zylinderbereichen. Die einzige Masseebene läuft durch diese Zylinderbereiche.

Auch bei der Dimensionierung des Innenzylinders musste von der physikalischen Ähnlichkeit abgewichen werden. Wenn man Temperaturmessungen bzw. Wärmeflussmessungen mit dem gleichen Gradienten wie im Prototyp anstellen will, muss das Temperaturniveau den betrieblichen Bedingungen entsprechen. Hieraus ergab sich die Notwendigkeit, den Innenzylinder und die Isolierschicht im Masstab 1:1 auszubilden. Im Objekt ist vorgesehen, den Innenzylinder an den unteren Behälterboden biegesteif anzuschliessen. Wenn man dies auch für das 1:5-Modell getan hätte, so hätten sich für den unteren Behälterabschluss zu günstige Auflagerungsbedingungen und Einspannungsverhältnisse am Innenzylinder ergeben. Daher wurde der Innenzylinder im Modell an den Behälterboden gleitend angeschlossen. Bezogen auf das Tragverhalten wird hierdurch der untere Behälterabschluss zu ungünstig beurteilt.

Um das Tragverhalten des Behälterabschlusses genauer ermitteln zu können, wurde der obere Behälterabschluss semisphärisch ausgebildet. Von dieser Ausführung wurde

erwartet, dass man anhand der Versuchsergebnisse die endgültige Geometrie der Behälterabschlüsse würde optimieren können.

Das Behältermodell in Mehrlagenbauweise ist wie folgt konstruiert:

Der Innenzylinder besteht aus einem Serpentinbeton, der als evakulierter Beton hergestellt wurde. Wandstärke 50 cm. Auf der Aussenseite des Innenzylinders wurde ein keramischer Isolierbeton 20 cm stark, angeordnet. Dieser aus Serpentinbeton und Isolierbeton zusammengesetzte Innenzylinder ist beidseitig von einem Liner aus aluminiumberuhigtem Stahl St 37-3 in 5 mm Stärke umschlossen. Der Liner ist durch Kopfbolzen schubfest mit dem Innenzylinder verbunden. Der Serpentinbeton ist schlaff bewehrt. Zwischen dem Innen- und dem Aussenzylinder ist ein Wasserspalt angeordnet, welcher gegen den Aussenzylinder ebenfalls mit einem Liner aus aluminiumberuhigtem Stahl St 37-3 abgeschlossen ist.

Dieser 20 cm starke Wasserspalt hat zwei Aufgaben:

- a) Uebertragung des im Behälterinnenraum auf-  
gebrachten Betriebsdruckes über das Druck-  
wasser des Spaltes auf den vorgespannten  
Aussenzylinder und
- b) Aufnahme des Kühlsystems.

Der Druck im Wasserspalt wird durch eine automatische, ausserhalb des Behälters liegende Druckausgleichseinheit mit einer Genauigkeit von  $\pm 1,5 \text{ kp pro cm}^2$  geregelt. Diese Ausgleichseinheit besteht im Prinzip aus einem Druckrohr mit beidseitig beaufschlagtem Doppelkolben, wobei die eine Kolbenseite mit dem Innenraum, die andere

Kolbenseite mit dem Druckwasserspalt in Verbindung steht.

Das Kühlsystem im Wasserspalt besteht aus vertikalen, frei im Druckwasser hängenden Kühlrohren.

Der auf der Aussenseite des Wasserspaltel liegende Linner ist mit Kopfholzen schubfest mit dem Aussenzyylinder verbunden. Dieser Aussenzyylinder besteht aus einem B 600 und ist mit Einzelspanngliedern von 250 Mp Nutzlast vorgespannt. Die Wandstärke des Aussenzyinders beträgt 48 cm, entsprechend einer Wandstärke von 2,40 m des Prototyps. Die Behälterabschlüsse sind durch periphere Ringkabel vorgespannt und unterscheiden sich wie erwähnt in ihrer Geometrie.

#### 4. Versuchtechnische Ausrüstung des Behältermodells

Für die Druckerzeugung wurde eine dreistufige Hochdruckpumpe installiert.

Maximale Leistung: 135 l pro Minute gegen einen Druck von 150 atü.

Das Druckleitungsnetz war für 160 atü ausgelegt.

Die schon erwähnte Druckausgleichseinheit war über einen Bypass in das Druckleitungssystem eingeschaltet, sodass die hydraulischen Druckversuche sowohl mit als auch ohne Druckausgleichseinheit gefahren werden konnten.

Die Steuerung der Druckerzeugungseinrichtung geschah von der ca. 50 m vom Modell entfernten Messwarte aus.

Zur Aufheizung des Behälterinnenraumes wurde eine druckfest gekapselte, elektrische Widerstandsheizung benutzt. Anschlusswert 36 KVA. Diese Leistung ermöglichte eine Innentemperatur von 300° Celsius. Die der Heizung vor-

geschaltete Regeleinrichtung erlaubt es, eine vorge-  
wählte Temperatur automatisch einzuregeln. Die Auf-  
heizgeschwindigkeit wurde auf  $1,5^{\circ}$  pro Stunde fest-  
gelegt.

Zur Betondehnungsmessung wurden Messwertgeber, Fabri-  
kat Philipps, Baureihe PR 9239 verwendet. Es hat sich  
gezeigt, dass diese Messwertnehmer eine hohe Dauer-  
standsfestigkeit haben, wenn sie vor dem Einbau in  
kleine Betonprismen einbetoniert werden und wenn hier-  
bei auf das Messgitter eine geringe Zugvorspannung auf-  
gebracht wird.

Dehnungsmessungen am Liner wurden mit normalen Foli-  
endehnungsmesstreifen der Firma Hottinger durchgeführt.

Für Temperaturmessungen wurden Widerstandsfühler der  
Firma Heraeus, Typ PT 100 verwendet. Die Druckbelastung  
im Innenraum wurde mit Flüssigkeitsdruckaufnehmern der  
Firma Philipps, Baureihe PR 9346 SA, überwacht.

Zur Rissbreitenmessung später anfallender Risse warenä  
Geber vorgesehen, wie in Dia Nr. 2 dargestellt.  
Sie bestehen aus einem Makrolonstab (Poly-Karbonat),  
auf dem 4 DMS in Vollbrücke montiert sind. Dieser Stab  
überspannt einen äusseren Anriss des Behälters und ist  
zwischen zwei Fixpunkten ans Winkelprofil drehbar ein-  
gespannt.

Als weiterer Gebertyp wurden Rissdetektoren in den  
Aussenzyylinder eingebaut. Diese Rissdetektoren bestehen  
aus einem Betonprisma  $2 \times 4 \times 16$  cm, auf deren eine, ge-  
schliffene Seite ein Silberstreifen von höchstens 20 "

Stärke aufgedampft wurde. Ein zweites Prisma 2 x 4 x 16 cm wurde zum Schutz dieses Silberstreifens im Labor aufbetoniert. Die derart vorbereiteten Rissdetektoren wurden an verschiedenen Stellen in Kette überlappend eingebaut und zeigten bei Rissbildungen von 10 - 20  $\mu$  Breite durch Ausfall eines optischen Signals die örtliche Lage von Rissen an.

Die Verkabelung aller im Innenzylinder eingebauter Geberä wurde innerhalb eines Kompensators durch den Wasserspalt nach aussen geführt. Die im Wasserspalt eingebauten Temperaturegeber wurden durch druckdichte Durchführungen im äusseren Liner eingeführt.

Die Registrierung der Messwerte geschah in einer etwa 50 m entfernten Messwarte. Die Betondehnungsgeber und Dehnungsgeber auf dem Liner wurden auf einer 100-Stellen-Messanlage angemessen und automatisch über Schnelldrucker registriert. Die Anmessgeschwindigkeit je Messtelle bei dieser Anlage beträgt 0,6 Sekunden. Die Temperaturegeber wurden auf einem Comp-Rekorder der Firma Philipps registriert. Die einzelnen Messtellen wurden vollautomatisch durch ein vorgeschaltetes Umschaltgerät angewählt. Die Schaltzeiten betrugen je Schaltstelle eine Minute.

Die Rissdetektoren waren auf einer optischen Leuchttafel in natürlicher geometrischer Position angeordnet. Die Funktionsfähigkeit dieser Eigenentwicklung hat sich dadurch erwiesen, dass Rissanzeigen bei Druckentlastung jeweils wieder rückgängig gemacht wurden.

Die Registrierung des Innendrucksmmit Hilfe der Flüssig-

keitsdruckaufnehmer geschah auf einem Zweikanalpunkt-drucker.

Obwohl das Modell wegen seiner Höhe von ca. 11 m im Freien gebaut und wegen des verfügbaren Kostenrahmens ohne Umhausung versehen war, wurde wie erwähnt nach Durchführung der Versuche im elastischen Bereich von beiden Vertragspartnern beschlossen, Langzeitversuche durchzuführen. Die Geberausrüstung war hierzu von vorneherein nicht vorgesehen, So fehlten z. B. Betondehnungsgeber auf Schwingsaitenbasis bzw. Deformationsgeber auf der Aussenkontur (Messuhren oder induktive Wegaufnehmer).

#### 5. Versuchsdurchführung

Die Temperaturversuche wurden in der Zeit von August 1967 bis November 1967 durchgeführt. Hierbei wurden 5 Wochen dazu benötigt, dem Serpentinbeton des Innenzylinders das freie Wasser zu entziehen. Anschliessend wurden Temperaturzyklen gefahren, wobei für eine Temperaturerhöhung um  $10^{\circ}$  Celsius im Mittel 5 Tage benötigt wurden bis zum Erreichen des stationären Zustandes.

Die anschliessenden Druckversuche begannen witterungsbedingt erst im April 1968 und wurden Ende Mai 1968 abgeschlossen. Die Versuchsdurchführung im Winter war nicht möglich, da bei der ungeschützten Lage des Modells der Wasserspalt wegen Frostgefahr auf mindestens  $+5^{\circ}$  Celsius gehalten werden musste und dann bei Aussentemperaturen um  $-5^{\circ}$  Celsius ein Temperaturgradient von ca.  $\Delta T = 10^{\circ}$  Celsius die Versuchslasten überlagert hätte.

Wegen einer Reihe kleinvolumiger Luftsäcke im wassergefüllten Modellbehälter wurde als Tiefstlast für die Druck-



zyklen der Wert von  $5 \text{ Kp/cm}^2$  festgesetzt. Bei diesem Druck wurden also jeweils die Anfangsmessung und die Endmessung eines Lastzyklus durchgeführt.

Insgesamt wurden 29 Versuche mit 12 verschiedenen Laststufen in aufsteigender Reihenfolge gefahren. Jede der 12 Laststufen wurde mindestens 2 mal angefahren. Entstehende Risse an der Aussenhaut wurden je nach Laststufe verschiedenfarbig gekennzeichnet und photographiert.

Folgende Laststufen wurden gefahren:

5 atü (Nullbelastung)	50 atü (Abnahmedruck)
20 atü	55 atü
30 atü	60 atü
39 atü (Betriebsdruck)	65 atü
40 atü	70 atü
43 atü (Berechnungsdruck)	78 atü (2 x Betriebsdruck)
	86 atü (2 x Berechnungsdruck)

Hierbei wurde nicht bis zur Höchstlast durchgefahren, sondern es wurden je nach Laststufen alle 5, 10 oder 15 atü die Belastung gebremst und Zwischenmessungen durchgeführt. Die Be- und Entlastung erfolgte in der Regel mit ca.  $1,25 \text{ atü/Minute}$ . Die Zwischenmessungen wurden stets 3-fach zur Ermittlung von Mittelwerten ausgeführt und nahmen eine Zeitspanne von ca. 7 Minuten in Anspruch.

Beim erstmaligen Fahren einer Laststufe wurden grundsätzlich die für diese Laststufe gültigen Messungen durchgeführt. Das 2. und 3. Fahren einer Laststufe diente dem Zweck, in der Laststufe eventuell neu aufgetretene Risse festzustellen, farblich zu kennzeichnen und zu photogra-



gezwungen, im zu entwässernden Bauteil zwei Röhrensysteme einzubauen, und zwar:

- a) Ein Röhrensystem, welches mit der Vakuumanlage in Verbindung stand und
- b) ein Röhrensystem, das mit der Atmosphäre in Verbindung war.

Da der Beton eine gewisse Menge Wasser zur Hydratation braucht, darf diese Wassermenge nicht bei der Entwässerung auch entzogen werden, das heisst der Zement muss vor Beginn der Entwässerung intensiv mit Wasser in Berührung gebracht werden. Dies wurde erreicht durch 2-Phasen-Mischung und dadurch, dass der Zeitpunkt des Entwässerungsbeginnes nahe an den Erstarrungszeitpunkt gelegt wurde, sodass das Wasser die Möglichkeit hatte, an die einzelnen Zementteilchen heranzukommen.

Die Entwässerung wurde über 24 Stunden durchgeführt, damit das Kapillarsystem offen bleibt, um bei der späteren, thermischen Belastung eine weitere Entwässerung zu ermöglichen. Das entzogene Wasser wurde in einem Behälter gesammelt, wobei stündlich die erreichte Wassermenge bestimmt wurde. Die Auftragung des Versuchsergebnisses zeigt, das Dia Nr. 3.

## 6.2 Reibungsversuche an Spannkabeln

Wie erwähnt, beträgt der Umschlingungswinkel der Spannkabel ca.  $360^{\circ}$ . Zur Kontrolle der rechnerisch aufgetragenen Vorspannung schienen daher Reibungsversuche notwendig. Sie wurden so durchgeführt, dass beide Kabelenden mit Dynamometern versehen wurden. Bei einseitigem Anzug der Kabel muss die Differenz zwischen eingeleiteter

und am anderen Ende ankommender Kabelkraft der Reibungsverlust sein. Die Versuche lassen die Schlussfolgerung zu, dass das exponentielle Reibungsgesetz, welches die Krümmung nicht berücksichtigt, für grosse Umschlingungswinkel nicht unbedingt Gültigkeit haben muss. Wenn man es aber ansetzt, haben sich folgende Reibungsbeiwerte ergeben bei Verwendung unterschiedlicher Gleitmittel:

- a) Kabel und Hüllrohre ohne jedes Gleitmittel, Anspannung der Kabel nach im Mittel 4-monatiger Verweilzeit im Bauwerk:  $\mu = 0,35$
- b) Bei gleichen Bedingungen, jedoch unter Verwendung einer Mineralölemulsion, Hier DONAX-C:  $\mu = 0,30$ . Auffallend ist hierbei, dass die Stahldehnung nicht kontinuierlich erfolgte, sondern einedeutliche, ruckartige Fortpflanzung der Kabelkraft spürbar und hörbar war.
- c) Unter gleichen Bedingungen wie unter a), jedoch statt der Mineralölemulsion als Gleitmittel eine Aufschlammung von Calciumhydroxyd. Gemessener Reibungsbeiwert bei Annahme der Gültigkeit des Exponentialgesetzes:  $\mu = 0,27$ . Die Fortpflanzung der Kabelkraft erfolgte völlig gleichmässig ohne die bei Verwendung von Mineralölemulsion festgestellte, ruckartige Fortleitung. Vom Standpunkt der Reibungsverluste und vor allen Dingen auch vom Standpunkt einer gleichmässigen, ruckfreien Belastung der Spannkabel ist dem Gleitmittel Calciumhydroxyd der Vorzug zu geben, jedoch



Sie hat damit den experimentellen Wert  
von  $\lambda = 0,28 \frac{\text{kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}$  unterschritten.

#### 6.4 Funktionsprüfung des Druckausgleichzylinders

Zur automatischen Angleichung des Spaltdruckes an den primär Schwankungen ausgesetzten Innendruck im Innenraum wurde für den Mehrlagenbehälter eine Druckausgleichseinheit entwickelt. Ein Prototyp dieses Zylinders wurde von der Firma Fischer, Düsseldorf-Mettmann, gebaut und für den Testbetrieb am 1:5-Behältermodell angeschlossen, siehe Dia Nr. 4. Durch Probelastungen sollte festgestellt werden, ob der automatische Druckausgleich zwischen Behälterinnenraum und Druckwasserspalt erreicht wird und mit welcher Genauigkeit.

Während der Versuche lief der Druckausgleichszylinder anstandslos und Messungen des Differenzdruckes zwischen Innenraum und Wasserspalt ergaben einen Maximalwert von

$\Delta p = 1,5 \text{ kp/cm}^2$ . Es kann mit Sicherheit gesagt werden, dass für den Bau eines Prototyps grössere Druckausgleichseinheiten mit einseitiger Wasser- und einseitiger  $\text{CO}_2$ -Beaufschlagung gebaut werden können, die diesen Differenzdruck nicht überschreiten. Die Umstellung der Doppelkolbendichtungen von Wasser-Wasser auf Wasser- $\text{CO}_2$  ist nach Auskunft von Spezialfirmen kein technisches Problem.

#### 6.5 Kurzzeit-Druckversuche

##### 6.51 Auswertung der Dehnungsmessungen und Vergleich mit Rechenwerten

Die Messergebnisse aus den einzelnen Belastungszyklen

wurden in Form von Belastungs-Dehnungs-Linien für die einzelnen Geber aufgetragen. Bei der Betrachtung der Messergebnisse ist davon auszugehen, dass die Messungen auf einer Baustelle (Behälter nicht im überdachten, temperierten Raum) und nicht im Labor durchgeführt wurden. Die Genauigkeit von absoluten Messwerten in Beton eingebauter DMS-Geber ist ausser vom Verhältnis Grösstkorn des heterogenen Materials Beton zu DMS-Streifenlänge unter anderem abhängig von Art und Häufigkeit weiterer Diskontinuitäten im Betongefüge, wie im vorliegenden Fall schlaffe Bewehrung, Spannkabel, Hüllrohre, Schubbolzen der Linerverankerung. Es ist nicht mit Sicherheit zu ermitteln, ob und gegebenenfalls welche Spannungskonzentrationen in der Nähe derartiger Störungen ausgemessen werden. Es ist daher zweckmässig, das Schwergewicht der Messungen auf relative Dehnungsänderungen des Betons zu legen und weniger Absolutwerte zu messen bzw. zu interpretieren. Weiter sind derartige Belastungen vorzuziehen, welche nicht örtlich in DMS-Nähe konzentriert eingeleitet werden - wie z. B. Vorspannung infolge Umlenkspannungen - sondern möglichst von dem DMS-Einbaupunkten entfernt, so z. B. der Innendruck. Gleichzeitig sind für den Lastfall Innendruck die genauesten rechnerischen Ergebnisse aus der elektronischen Spannungsanalyse zu erzielen, denn diese Belastung kann ohne jede vereinfachende oder mit Ungenauigkeiten behaftete Annahme berechnet werden, im Gegensatz zur Vorspannung, bei welcher doch unter anderem bei den Reibungsverlusten, beim Schwindmass, bei der Kriechzahl nur mit wahrscheinlichen, statistischen, auf der sicheren Seite liegenden Werten gerechnet werden kann. Um diese Unsicherheiten auszuschliessen, wurde das Messprogramm auf den Innendruck-Belastungen aufgebaut, die zeitlich vorauslaufenden Vorspannungsbelastungen ausge-

klammert, zumal zwischen den Zeitpunkten Vorspannen und Beginn der Druckversuche ein Zeitraum von ca. 8 Monaten lag und die zwischenzeitlich durchgeführten, zyklischen Temperaturversuche einen Temperaturgang des Modellkörpers verursachten und keine befriedigende Langzeitmessung über diesen Zeitraum ermöglicht hätten.

Diese Versuche hatten unter anderem das Ziel, einen Vergleich zwischen gemessener Dehnung und mit dem Computerprogramm gerechneter Dehnung aufzustellen. Es wäre wenig sinnvoll, auf der Basis von Spannungen zu vergleichen, da hierzu die Messung der Hauptdehnungsachsen erforderlich gewesen wäre. Vielmehr wurden die Dehnungsgeber mit grösster Genauigkeit im räumlichen Koordinatensystem vertikal, radial und tangential eingebaut und die so gemessenen Dehnungen in Richtung dieser Koordinatenachsen wurden mit den rechnerischen Dehnungen der Computeranalyse, welche grundsätzlich in diesem Koordinatensystem anfallen, verglichen.

Hierbei wurde die Differenz zwischen Messwert und Rechenwert gebildet. Eine Auftragung der Messtellenzahl in Prozent über der absoluten Abweichung in Prozent zeigt das Dia Nr. 6. Ca. 75 % aller Messtellen liegen unter einer Abweichung von 30 % - ein für Messungen an Beton sehr zufriedenstellendes Ergebnis.

Diese Auftragung der Abweichungen in Prozent allein ist dann wenig aussagekräftig, wenn relativ kleine Messwerte vorliegen. Vielmehr muss dann auch die absolute Abweichung betrachtet werden. Eine Abweichung von  $40 \mu$  gilt als erreichbare Messtoleranz bei Messungen in Betonkörpern. Das Dia Nr. 6 zeigt, dass fast 80 % aller Messtellen diesen Wert unterschreiben.



Während bisher absolute Abweichungen betrachtet wurden, zeigt Dia Nr. 7 eine Kurve der Abweichungsverteilung unter Berücksichtigung der Verzeichen. Der Grund für die Unsymmetrie zur Ordinatenachse kann darin liegen, dass die in dieser Auswertung benutzten Materialwerte des Betons ( $E$ ,  $\nu$ ,  $\alpha_t$ ) nicht in jedem Behälterbereich mit den zur Zeit der Versuchsdurchführung im Modell vorhandenen Istwerten übereinstimmen. Eine geringfügige Korrektur des bei der Auswertung benutzten E-Moduls ergibt eine zur Ordinatenachse symmetrische Abweichungsverteilung.

Die erreichte Genauigkeit aller Messwerte ist für die Messverhältnisse in Betonkörpern sehr zufriedenstellend. Es lässt sich hieraus mit Sicherheit schliessen, dass das auf der Methode der dynamischen Relaxation nach Otter beruhende Computerprogramm die Spannungs- und Verformungsanalyse dickwandiger rotationssymmetrischer Behälter sicher erfasst.

## 6.52 Rissbildung und Tragverhalten des Behältermodells

Für die Bemessung des Modells wurden im Jahre 1965 folgende Annahmen getroffen:

- + Zulässige Zugspannung an der Behälteraußenseite im Betriebszustand  $30 \text{ Kp/cm}^2$  einachsrig bzw.  $20 \text{ Kp/cm}^2$  bei zweiachsigem Zugspannungszustand.
- + Abdeckung der Zugspannungskeile mit Schlaffstahl III b bei einer zulässigen Stahlspannung von  $2400 \text{ Kp/cm}^2$ .
- + Begrenzung der einzubauenden Spannkabel durch den Richtwert, dass bei 2,5-fachem Innendruck im Bruchzustand des Modells die Spannkabel ihre Bruchlast erreichen. Durch diese Festlegung sollte verhindert werden, dass das Modell eine höhere Bruchlast aufweisen könnte als die Grossausführung.

Diese Annahmen führten zusammen mit den Zusatzbelastungen der Zylinderwand aus Sonneneinstrahlung bei ungeschütztem Stand im Freien und aus Biegung infolge Ungleichmässigkeit der Ringvorspannung mit  $360^\circ$  Umschlingungswinkel zu relativ frühem Auftreten der ersten Risse und zwar:

Der erste Riss wurde bei 40 atü Innendruck registriert, Dia Nr. 8. Er verläuft aussen am Zylindermantel vertikal in der Nähe der Messebene. Diesem Anrisse folgten 3 weitere Anrisse auf Zylindermantellinien, welche sich etwa gleichmässig über den freien Zylinderumfang zwischen den Lisenen verteilen. Berücksichtigt man die Zusatzbelastungen, so entspricht diese erste Risslast einem Innendruck von ca. 50 - 55 atü.

Während der folgenden Lastzyklen bis maximal 65 atü Spitzenlast, (Dia Nr. 9), verfeinerte sich das Rissbild der Vertikalrisse durch Verlängerung von vorhandenen und das Auftreten von neuen Rissen kontinuierlich. Beim Abbremsen eines Belastungsvorganges kann jeweils gleichzeitig die Rissbildung zum Stillstand. Diese Beobachtung, anhand der Geräuschentwicklung (Knistern) deutlich zu verfolgen, deckt sich mit den Ergebnissen von Rissbreitenmessungen, deren lineare Last-Dehnungs-Diagramme bestätigen, dass sich die die Risse kreuzenden Spannkabel, Schlaffstähle und Hüllrohre noch voll elastisch verhalten.

Bei 65 atü Innendruck traten erste Horizontalrisse auf, welche allgemein den Arbeitsfugen der Betonierabschnitte folgen. Diese Fugen waren mit Waschbetonhilfe hergestellt worden und hatten annähernd die gleiche Festigkeit wie der Normalbereich. Offenbar wirkte die Zusatzbelastung aus Schwindendifferenzen jeweils zweier aufeinanderfolgender Betonierschüsse bruchauslösend.

Beim Auftreten der ersten Horizontalrisse war die Zylinderwand durch das System der Vertikalrisse so weit durchsetzt, dass angenähert folgende einachsiale Vergleichsrechnung aufgestellt werden kann:

Radialspannung	$\sigma_R$	=	0,0 Kp/cm <sup>2</sup>
Tangentialspannung	$\sigma_T$	=	0,0 Kp/cm <sup>2</sup>
Vertikalspannung			
aus Vorspannung	$\sigma_Z$	=	105,0 Kp/cm <sup>2</sup>
aus Innendruck	$\sigma_Z$	=	122,5 Kp/cm <sup>2</sup>
aus Temperatur	$\sigma_Z$	=	7,2 Kp/cm <sup>2</sup>
	$\sigma$	=	24,7 Kp/cm <sup>2</sup>

Diese mittlere Zugspannung erhöht sich an den Stellen, wo durch Zueinanderlaufen zweier Vertikalrisse der Querschnitt eines gedachten Ersatzbalkens verringert wird. Da ausserdem  $\sigma_T$  nicht gleich 0, sondern eine geringe Zugspannung sein wird, sind die Horizontalrisse einheitlich bei dieser Laststufe von 65 Kp/cm<sup>2</sup> Innendruck zu erwarten.

In der Laststufe 78 atü wurden erste Anrisse im Lisenenbereich festgestellt. Sie entwickelten sich bis zur letzten Laststufe zu einem klaren System von unter ungefähr 45° verlaufenden Rissen am Uebergang des Zylinders (Lisenenbereichs) in die Abschlüsse. Die Rissbildung war weiterhin gleichmässig, nicht progressiv und kam mit dem Anhalten der Laststeigerung zum Stillstand.

Die Last-Dehnungs-Linien der Mehrheit der Messstellen zeigen jedoch, wie in Dia Nr. 10 wiedergegeben, dass bei 78 atü die Elastizitätsgrenze des Behälters erreicht ist. Vor allem auch die Rissbreitenmessung bestätigt dieses Ergebnis. Denn bis zu 78 atü arbeiteten diese Geber beim Be- und Entlasten linear und schlossen sich beim Entlasten. Erst bei Erreichen des 2,2-fachen Berechnungsdruckes (86 atü) wurde auch mit Hilfe dieser Makrolonstäbe eine Restrissbreite gemessen, welche anzeigt, dass der den Riss durchsetzende Stahl oberhalb seiner Fliessgrenze beansprucht worden war. Hiermit war die Elastizitätsgrenze des Behälters überschritten. Eine Gegenüberstellung der Messwerte mit Rechenwerten aus der Spannungsanalyse ist bei dem ab 78 atü Versuchsbelastung vorhandenen System nicht mehr möglich.

Zu diesem Zeitpunkt zeigten 8 Rissdetektoren bei den Lastzyklen das Öffnen und Schliessen von Rissen an.

Bei der letzten Laststufe von 86 atü (siehe Dia Nr. 11) wurde eine zweite Folge von Horizontalrissen beobachtet, welche auf kürzestem Weg die kegelförmigen Aussparungen von Schalungsbolzen verbinden.

In dieser Laststufe ergab die Auswertung der Messwerte für fast alle Geber Last-Dehnungs-Linien mit einem oberen nichtlinearen Ast. Ausserdem wurde nach Entlasten eine Restdehnung gemessen.

Bei 86 atü Innendruck sind die Vertikalkabel mit  $\sigma = 13,8 \text{ Mp/cm}^2$  fast bis zur Streckgrenze  $\sigma = 14,5 \text{ Mp/cm}^2$  belastet. Dies ist die Begründung für die zweite Folge von Horizontalrissen und für das Erreichen der Elastizitätsgrenze.

In der letzten Laststufe zeigten 17 Rissdetektoren Risse an.

Der obere semisphärische Zylinderabschluss wiess bis zur Endlast keinerlei Risse auf. Anders zeigte der untere Abschluss (ebene Platte) schon bei 65 atü erste Radialrisse, welche sich bis zur Endlast zu dem in Dia Nr. 12 sichtbaren Netz verdichteten.

Ausserdem setzten sich die Risse radial nach aussen und um die Abschlusskante umlaufend bis auf die halbe Höhe des Deckelumfanges fort. Bei der Beurteilung dieses Biegebruchbildes muss berücksichtigt werden, dass beim Modell durchgleitenden Anschluss des Innenzylinders an den unteren Zylinderabschluss für diesen statisch ungünstigeren Bedingungen geschaffen wurden, als es bei der Grossausführung der Fall wäre (biegesteifer Anschluss). Obwohl dann der Unter-

schied im Tragverhalten der beiden Zylinderabschlüsse verringert würde, bleibt die Ueberlegenheit der oberen, ä semisphärischen Lösung gegenüber der ebenen Platte zu beachten.

#### 6.6 Langzeitversuche unter Betriebslast

Bei den Kurzzeit-Versuchen hatten die Dehnungsgeber eine sehr gute Nullpunktkonstanz gezeigt. Daher schien der Versuch, Langzeitmessungen mit der vorhandenen Ausrüstung durchzuführen, aussichtsreich, obwohl die Randbedingungen der Versuchsanordnung - Modell im Freien, ohne Konstanthaltung der Aussentemperatur - nicht ideal waren.

In der Zeit von November 1968 bis Juni 1969 wurden der Behälter unter 40 atü Innendruck und der Druckwasserspalt auf  $+150^{\circ}$  Celsius gehalten. Die Belastung wurde 2 mal täglich kontrolliert und gegebenenfalls nachgeregelt. Durchschnittlich 1 mal je Woche wurden die 15 eingesetzten Dehnungsgeber angemessen.

Die Auswertung der am 15. Juni 1969 abgeschlossenen Langzeitversuche zeigt:

1. Eine erstaunlich geringe Nullpunktsdrift. Dies liegt einmal an der guten Nullpunktkonstanz der Geber und andererseits muss geschlossen werden, dass bei dem Behälteralter von ca. 2 1/2 Jahren und der Belastungsgeschichte des Modells aus den Kurzzeitversuchen mit häufigen hohen Spitzenlasten die wesentlichen Anteile der plastischen Verformung bereits vorweggenommen waren.

Die während der Langzeitversuche noch eingetretenen plastischen Verformungen sind betragsmässig klein und von den Nullpunktsabweichungen der Ge-

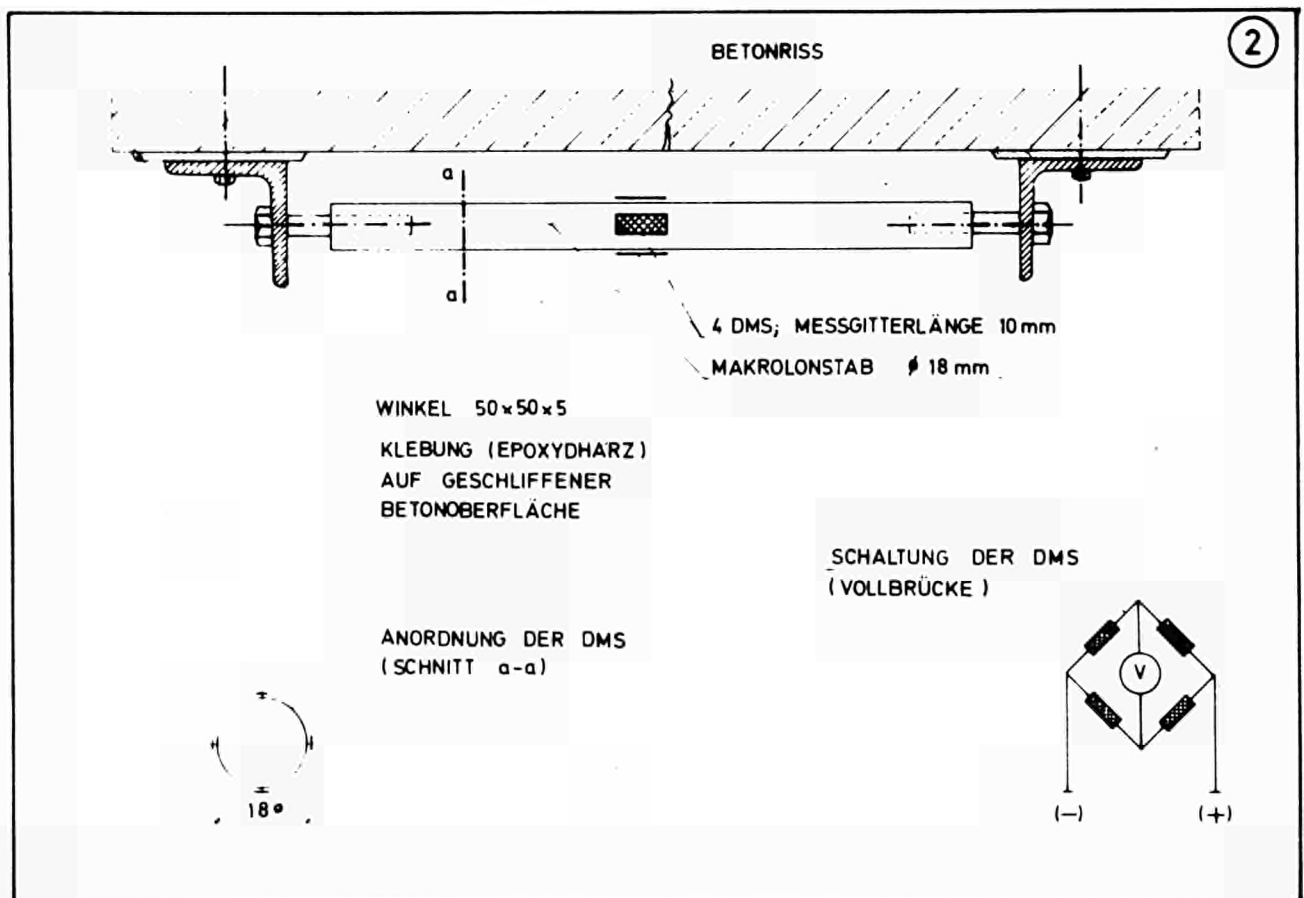
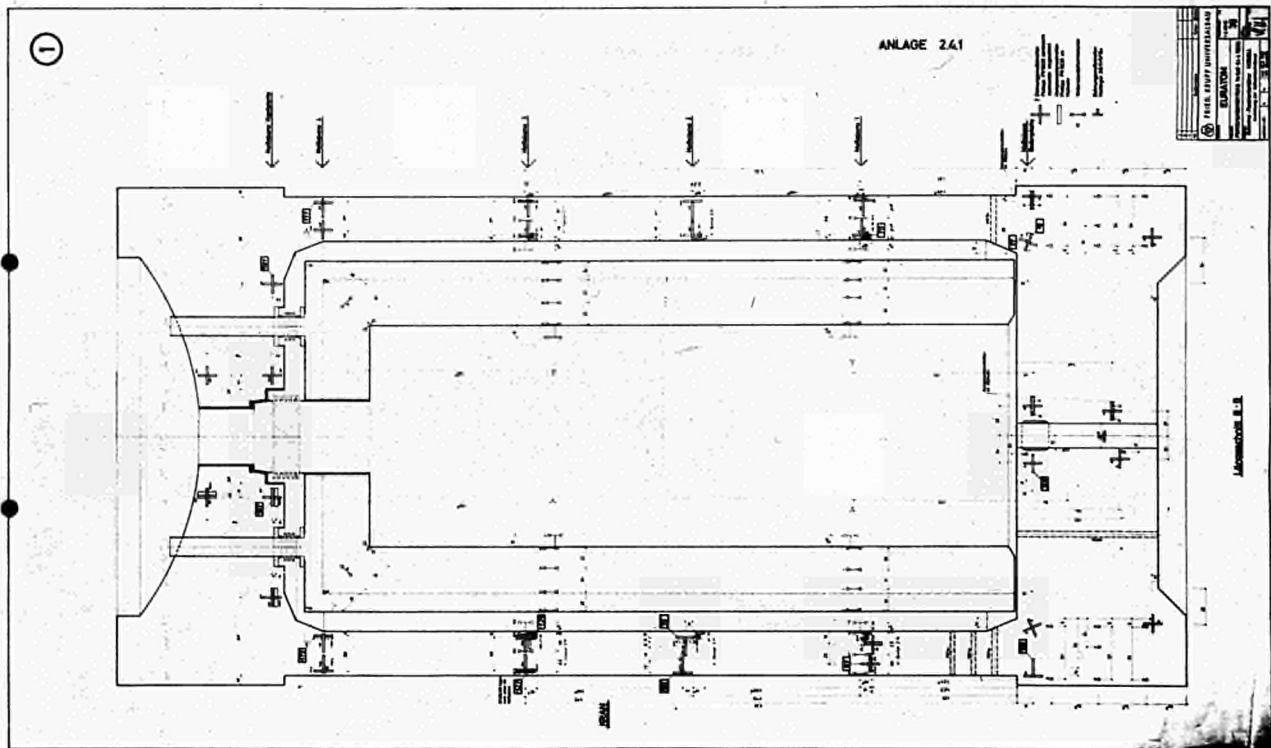
ber gleicher Grössenordnung nicht zu separieren.

2. Ueber die Dauer der Langzeitversuche änderten sich die Dehnungsmessungen konform mit dem registrierten Temperaturgang des Modells über die Jahreszeiten Herbst, Winter, Frühjahr. Diese Messwertschwankungen sind von gleicher Grössenordnung wie die nach Abschluss der Versuche festgestellte Nullpunktschrift der Geber.

Der Temperatureinfluss lässt sich ebenfalls nicht separieren, da sich durch die Rissbildungen ein in rechnerisch nicht erfassbares statisches System mit nicht ausreichend bekannter Temperaturverteilung ergeben hat.

Es ist daher unzulässig, eine Auswertung der Langzeitmessungen mit dem Ziel durchzuführen zahlenmässige Aussagen über das langzeitige inelastische Verhalten des Behältermodells zu machen.

Es sollte vielmehr empfohlen werden bei der Gelegenheit eines ähnlichen Modellbaues bzw. bei Grossausführungen von Spannbeton-Reaktor-Druckbehältern eine technisch geeignete, wenn auch finanziell aufwendige Instrumentierung von vorneherein vorzusehen, um derartige Langzeitmessungen mit Aussicht auf Erfolg anstellen zu können.

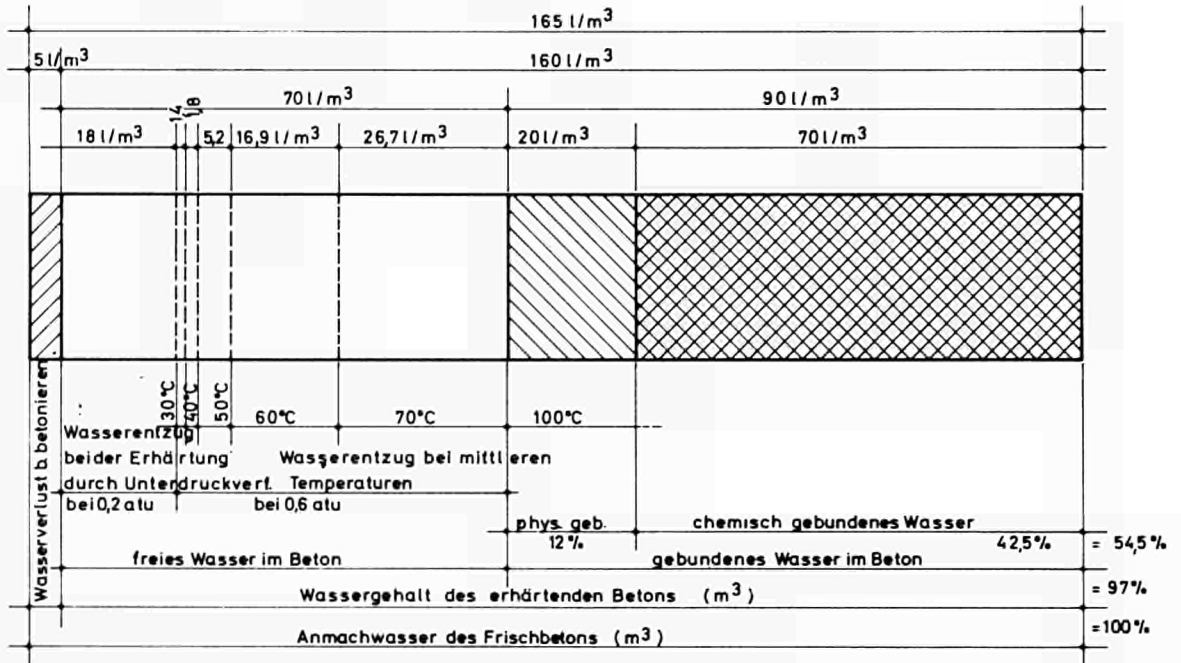




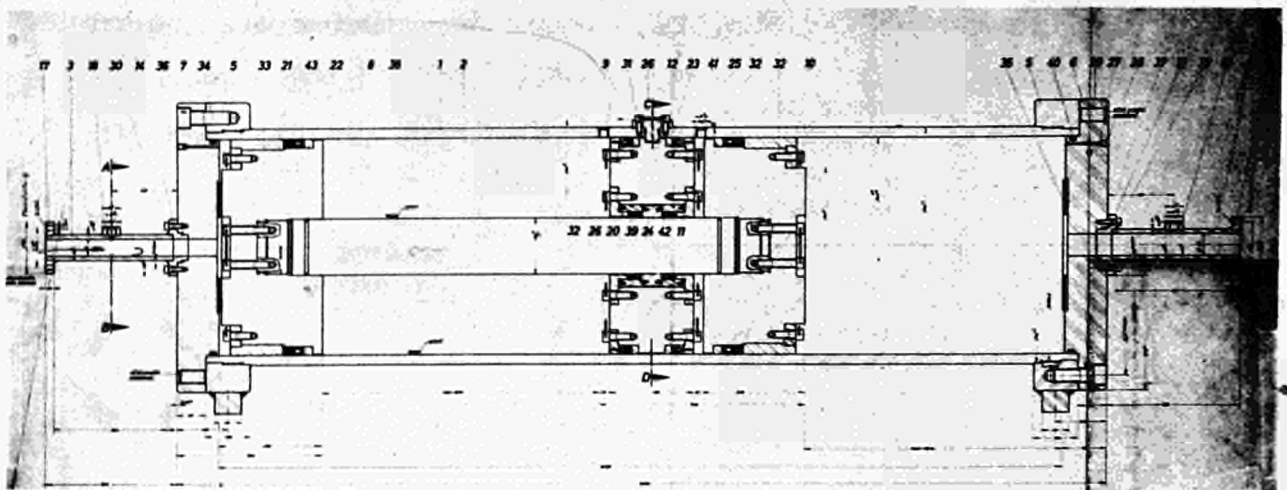
# Wasserhaushalt des Anmachwassers von Beton beim Evakuieren B 300. Zementgehalt: PZ 375 350 kg/m<sup>3</sup>

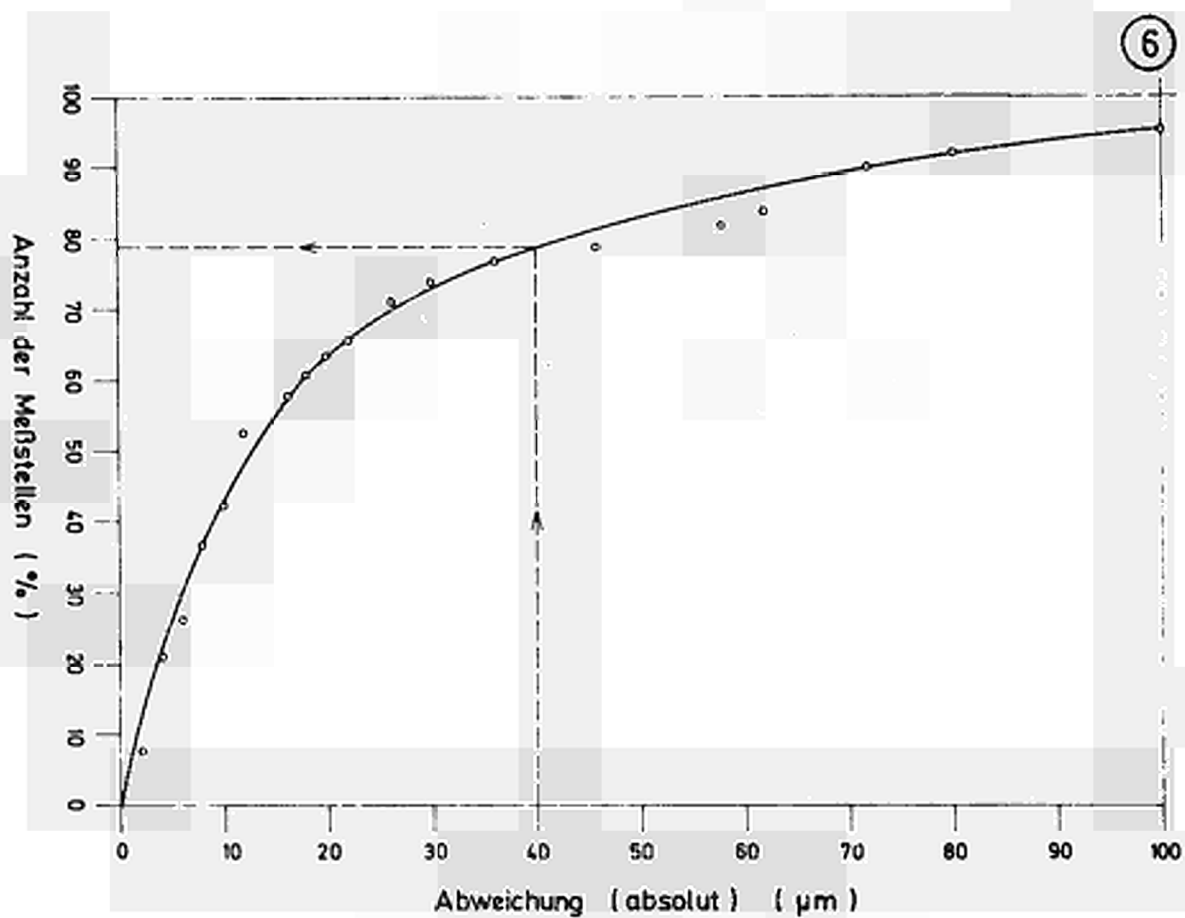
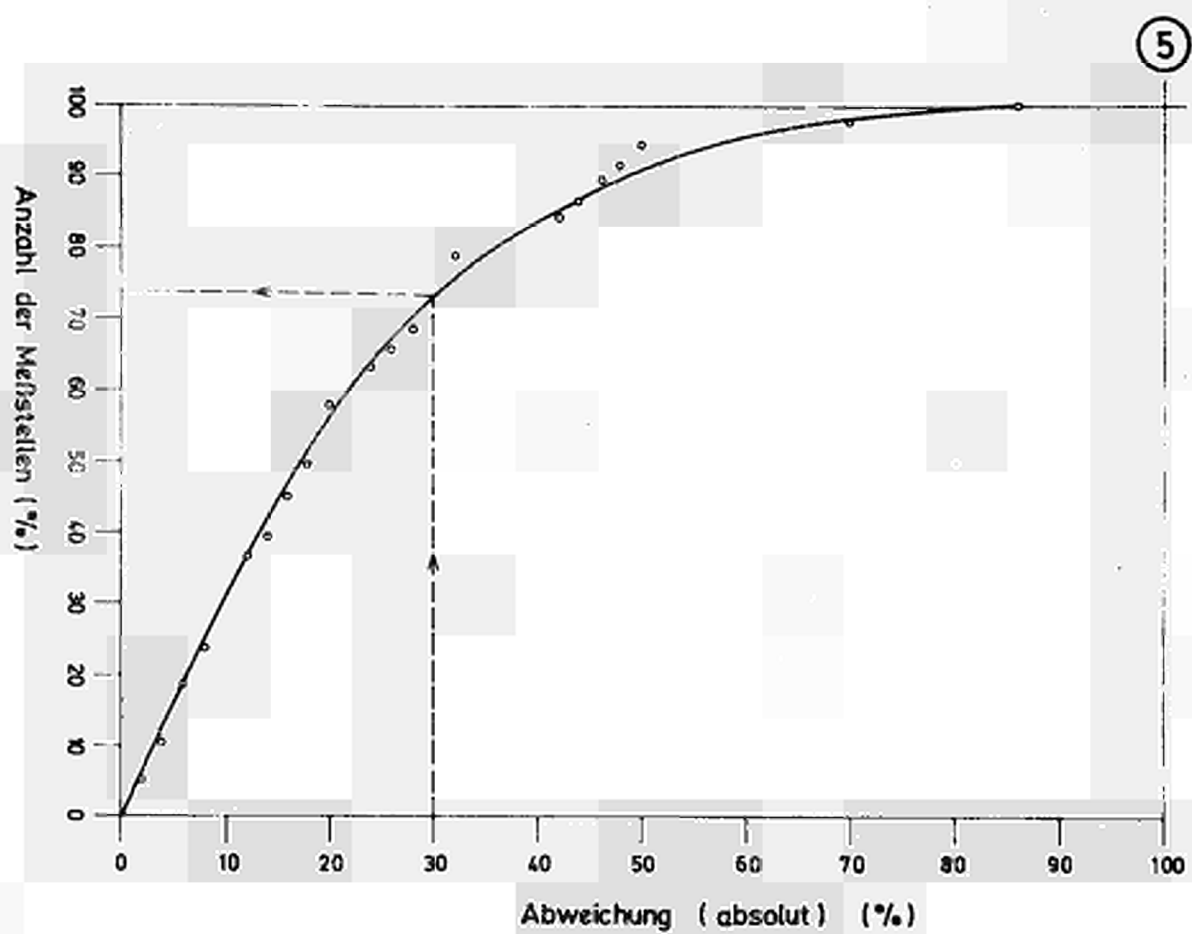
Anlage 1/7/2

3

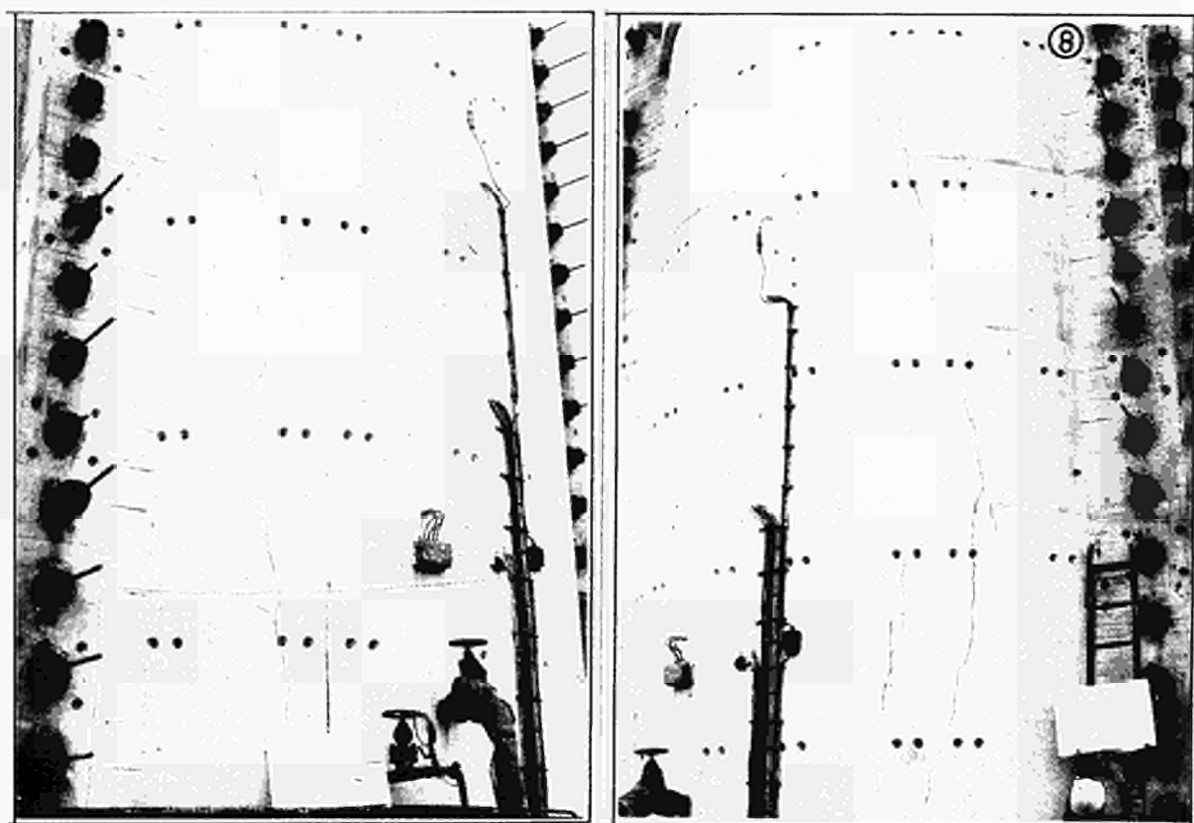
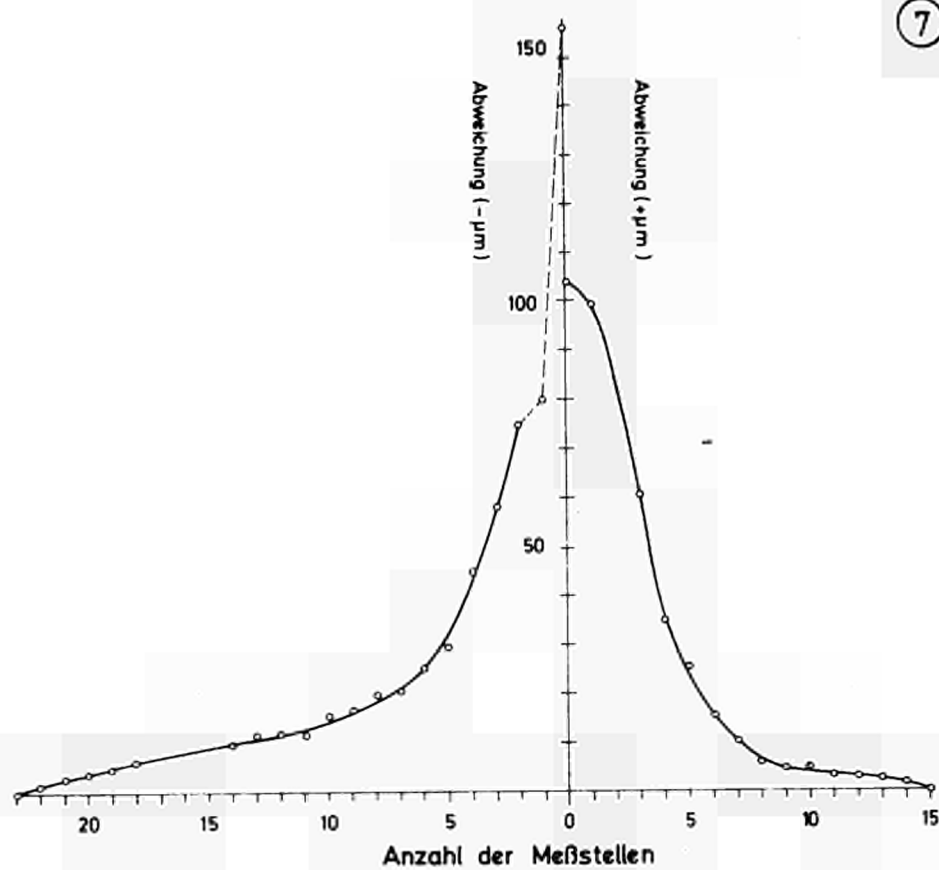


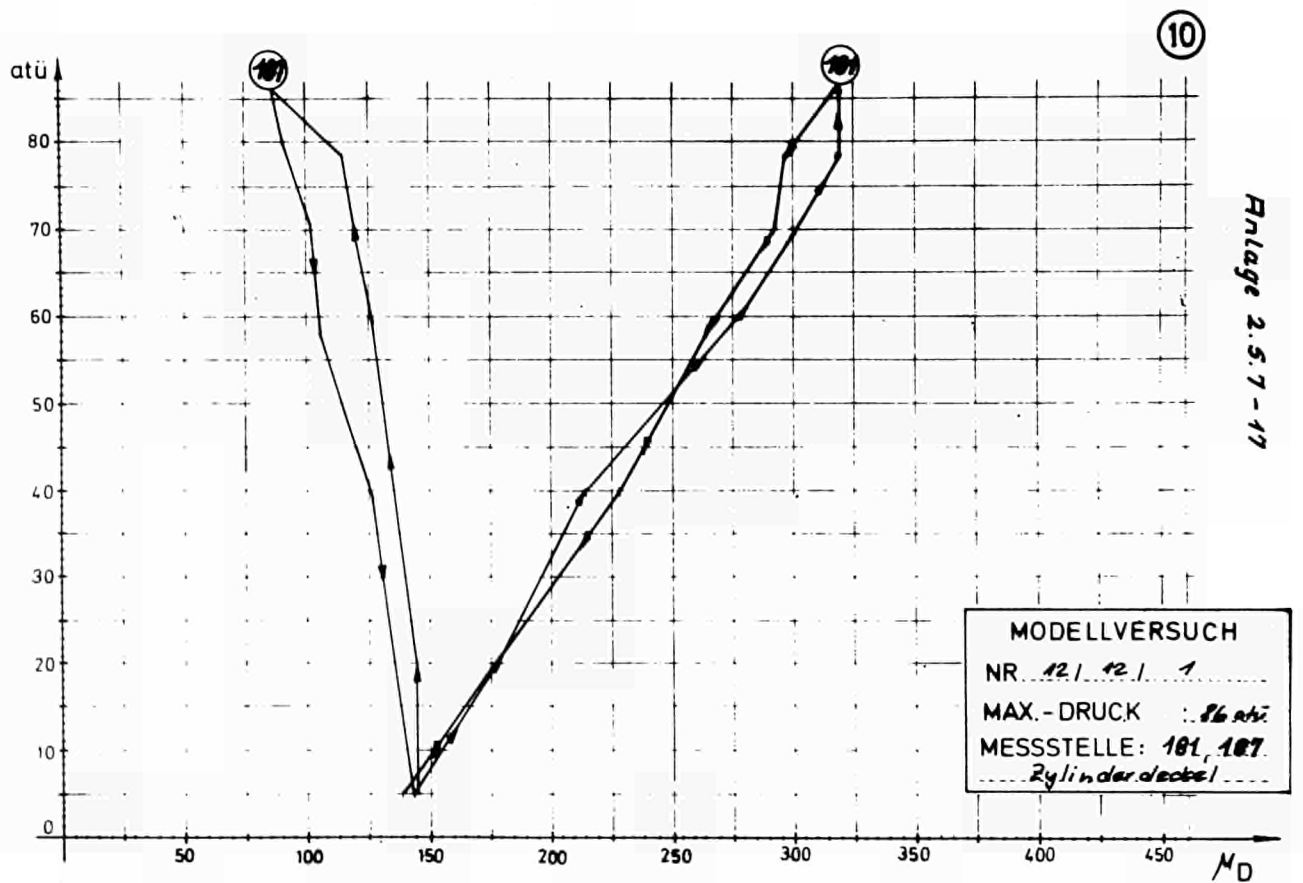
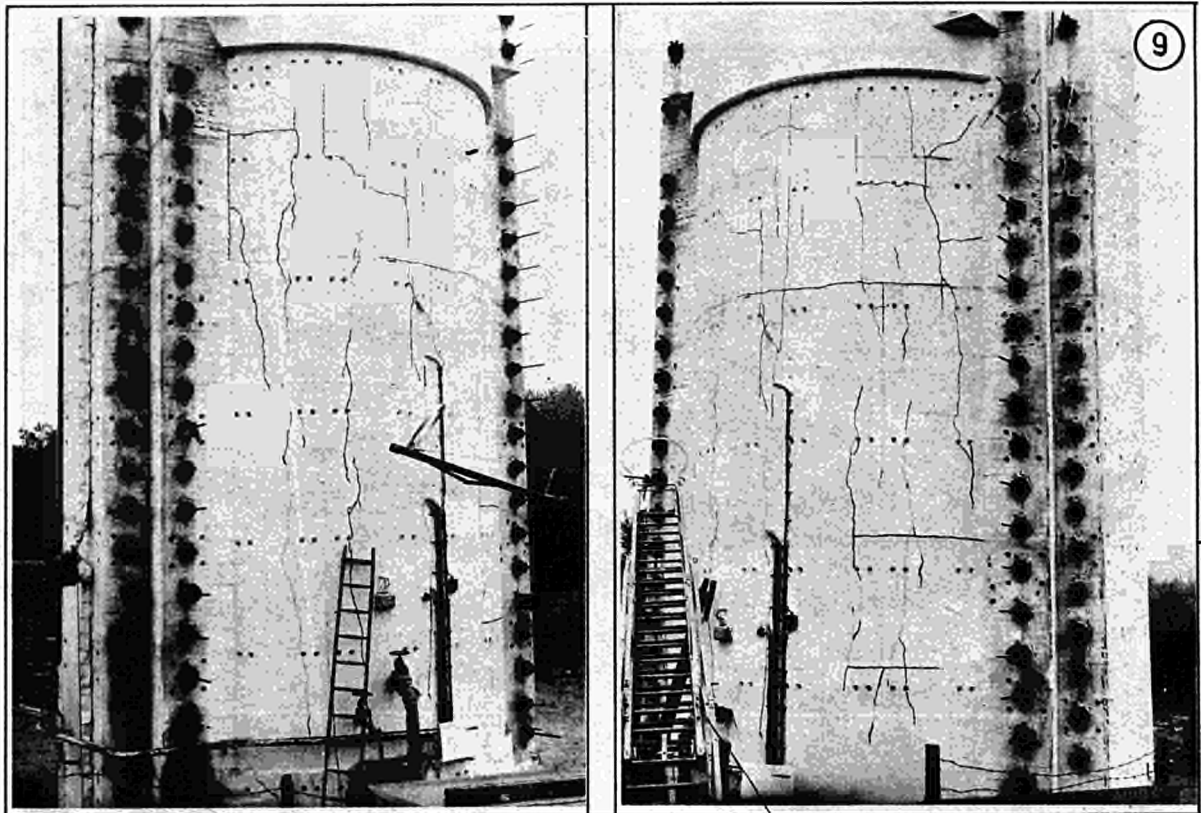
4

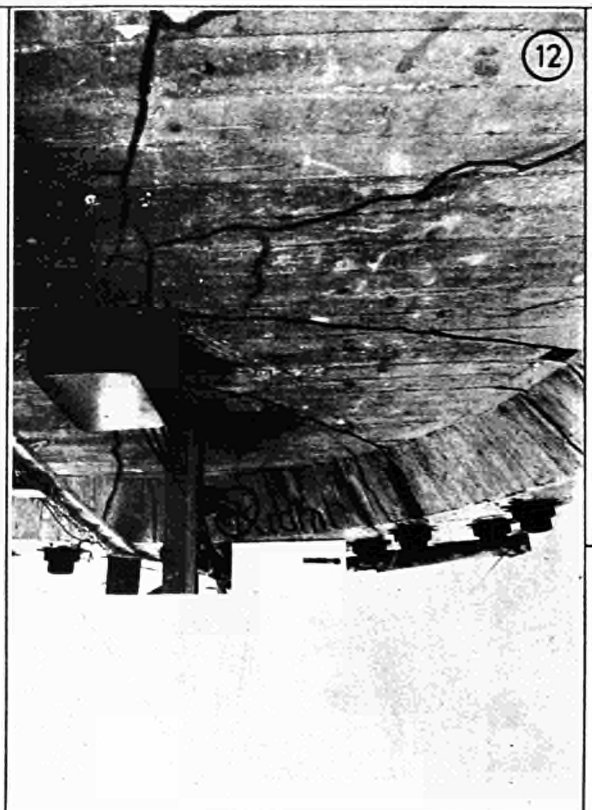
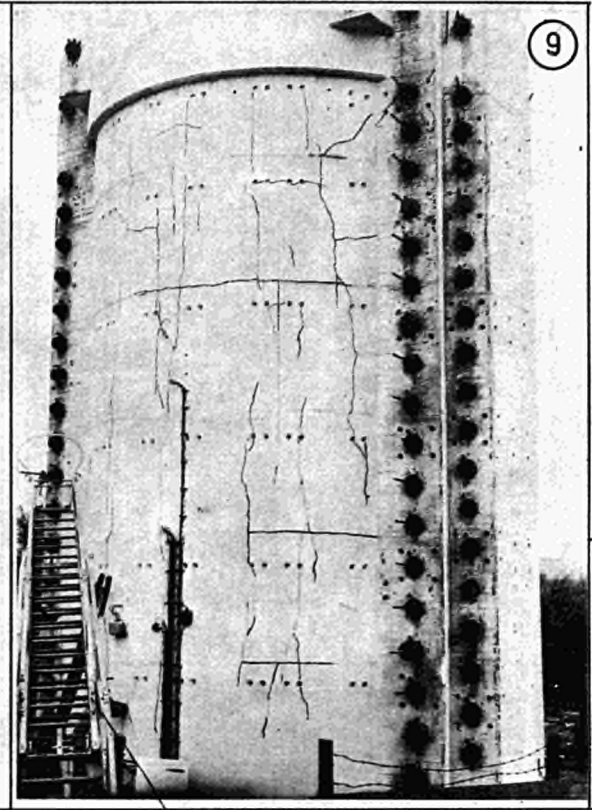
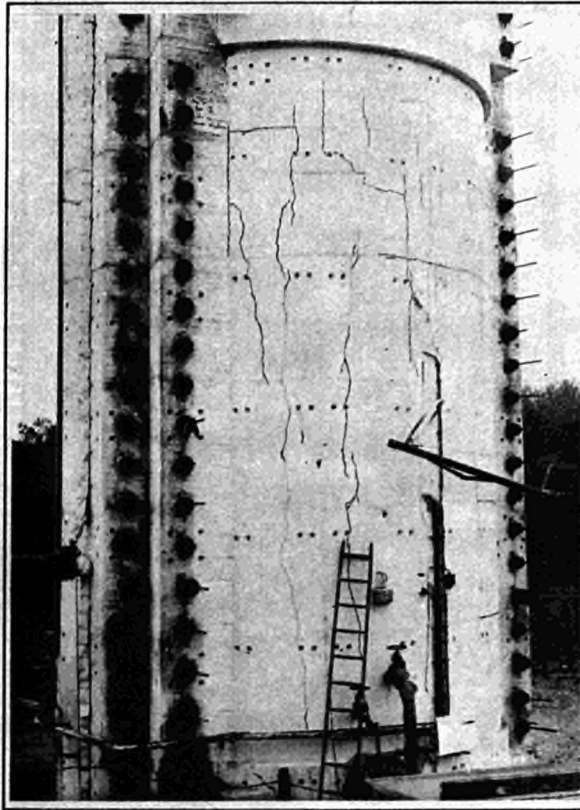




⑦







PRESSURE AND TEMPERATURE TESTS AND  
EVALUATION OF A MODEL PRESTRESSED  
CONCRETE PRESSURE VESSEL

T.E. NORTHUP

Gulf General Atomic  
California

N° 19

## INTRODUCTION

The first U. S. PCRV, for the 330-MW(e) High-Temperature Gas-Cooled Reactor (HTGR) plant for the Public Service Company of Colorado at Fort St. Vrain, is now under construction with its side walls approximately one-third completed. At least six other PCRVs are in various stages of construction in Europe. This worldwide progress in the use of the PCRV concept can, in no small part, be attributed to the numerous and obviously successful experiments conducted on scale models. The pressure and temperature tests and evaluation of one such model are the subject of this paper.

Two large prestressed concrete models have been built and tested by Gulf General Atomic Incorporated (GGA) to gain experience in design and construction of the first U. S. PCRV, to assess the predictability of vessel deformations by analytical methods, and to determine the structural action of the composite structure when subjected to various loadings (Refs. 1 and 2). The testing of the first model and a summary comparison of test results with analysis were presented at the London Conference (Ref. 3). The second model (Fig. 1) is approximately one-quarter scale of the PCRV for the nuclear station being built in Colorado, and is a considerably more complex structure than the first model. This work was accomplished in support of the AEC power reactor demonstration program.

This more ambitious model had numerous construction, design, and experimental objectives which are listed below:

1. Construction. Determination of construction difficulties resulting from design solutions in such areas as the use of preplaced aggregate and job-mixed concrete, installation of liner, penetrations, and prestressing system.

Work supported by the U.S. Atomic Energy Commission, Contract AT(04-3)-633.

Gulf General Atomic Project 901



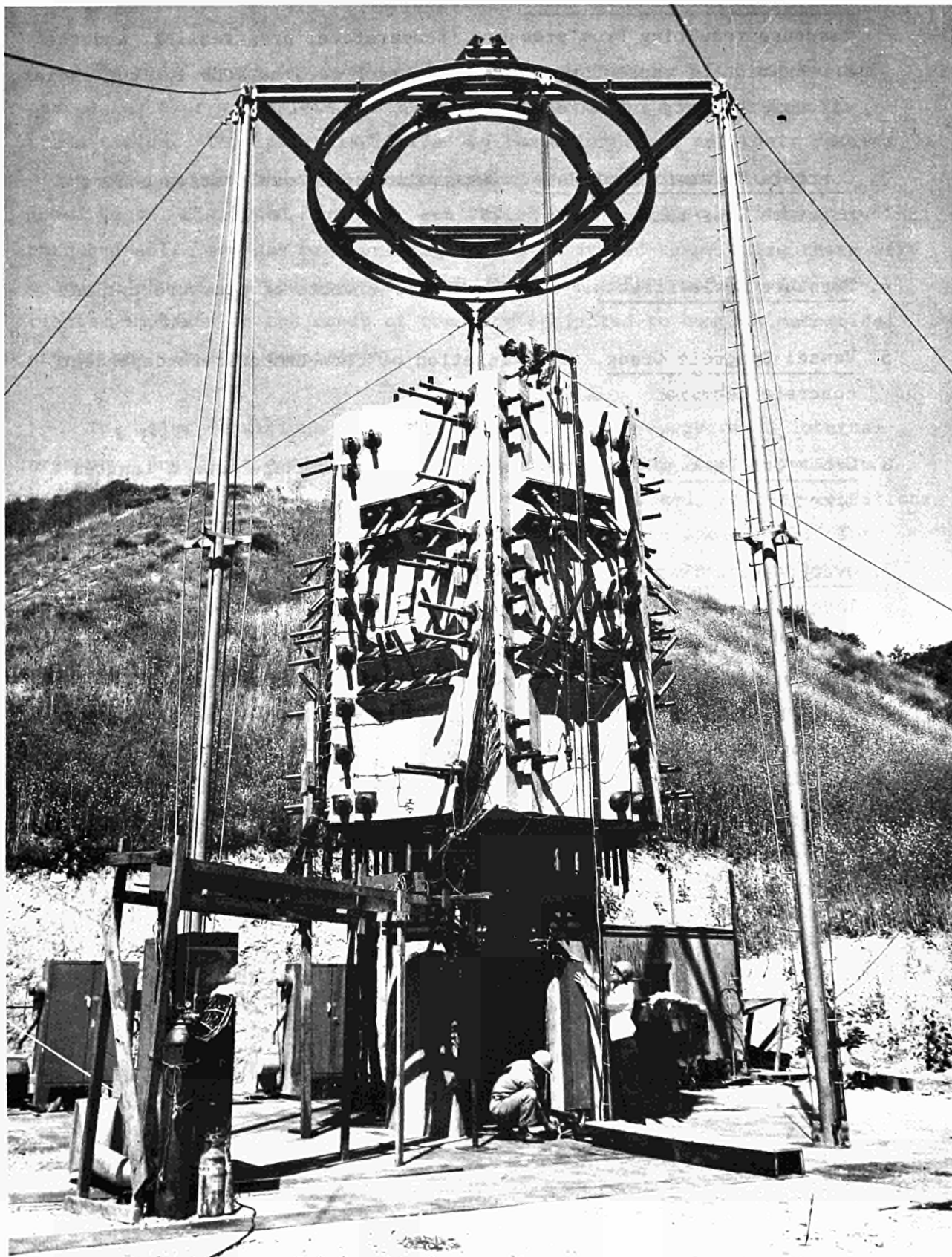


Fig. 1. Small PCRV test structure



2. Short-Term Response to Loads. Evaluation of strain and deformation response resulting from pressure, temperature, prestressing, and the combination of these forces. Gross vessel deformations include radial, circumferential, and axial directions.
3. Concrete Moisture Loss Rate. Determination of qualitative concrete moisture loss rate
4. Pressure Cycle Effects. Observation of effects of pressure cycles
5. Vessel Concrete Creep. Investigation of time-temperature-dependent concrete behavior
6. Gross Gas Leakage. Evaluation of gross gas leakage from a faulted line~
7. Overpressure Tests. Determination of vessel response under overpressure loads

The model data presented in this paper have been compiled from more detailed reports on specific topics researched at GGA (Refs. 2, 4, and 5).

## MODEL SCOPE AND TEST SUMMARY

The model tests involved such extensive instrumentation and testing procedures that a complete description is beyond the scope of this presentation. This paper is limited to the major tests and their results, along with comparisons with design predictions where available. The model vessel discussed here has been tested over a 2-year period, including both hydraulic and gas pressurizing media. Elevated-temperature tests were conducted to assess the long-term behavior of the PCR/V model, with particular emphasis on the creep of concrete subjected to complex mechanical and thermal loading conditions.

The major conditions of loading are produced by prestress, internal pressure, and differential thermal expansion resulting from temperature gradients. All of these individual, as well as combined, loading conditions were reproduced in an extensive series of tests on the scale PCR/V. The structural behavior of the vessel was monitored during the tests by approximately 1300 sensors, the signals from which were recorded by an automatic data acquisition system. The test results demonstrated that the structural response of the vessel to short-term loadings up to reference pressure (RP)\* is elastic. The structure's behavior with a constant temperature gradient of 50 F (27.8 C) across the walls was monitored. Since concrete creep rate decreases with time according to an approximately logarithmic law, the correlation of the test results with analysis provided confidence in the extrapolation of the creep magnitude to the 30-year design life of a full-size PCR/V. A series of tests was conducted to

\* Reference pressure (RP) is defined as the minimum pressure for which zero average stress first occurs on any planar cross-section through the vessel cavity at the end of the specified PCR/V design life.

demonstrate the behavior of the vessel under hydraulic pressure loading beyond RP. These tests demonstrated the ability of the vessel to withstand overpressures up to 2.13 RP (1500 psig, 105.5 kg/sq cm)\* without structural failure as required by the design criteria. No cracking, buckling, or other evidence of incipient failure occurred in the liner or penetrations in any of these tests; cracking of the concrete occurred in the manner predicted (external horizontal and vertical cracks at midheight of vessel wall and interior horizontal cracks at the haunches), and the load deflection curve departed in the expected manner from the linear elastic regime extending beyond the RP into a nonlinear regime where gradual and progressive concrete cracking was occurring. Such is the failure mode of this type of PCR.V.

The deep, thick PCR.V heads are much stronger than the more flexible vessel wall. A further series of tests was conducted to demonstrate vessel behavior under abnormal and accident conditions and to demonstrate the margins of safety in the design. These tests are listed below.

1. Pneumatic Overpressure Test. Gas was used under high overpressure (1.6 times RP) to show that the structural behavior was the same as that experienced when oil was used as a pressurizing medium.
2. Gas Permeation Tests. Pipes attached to holes 1/2-in. (1.27 cm) in diameter through the liner were pressurized with helium while internal oil pressure was applied to the vessel cavity. These tests showed the leakage rates of helium that could be expected with a locally defective liner, the rate of loss being limited by the rate of permeation through the concrete vessel wall.

---

\* 1 kg/sq cm  $\approx$  1 atmosphere.

3. Gas-Release Tests. A test was performed in which a crack 1-ft (30.5 cm) long and 1/8-in. (0.32 cm) wide was cut in the steel liner of the vessel at a location in the top haunch where there would certainly be concrete cracking when overpressure conditions existed in the vessel. The precut crack in the liner was covered by a piston-operated shoe that could be rapidly removed by remote control with the total vessel cavity under gas pressure. At various pressures up to 1.63 RP, the shoe was removed from the crack and the vessel behavior was monitored as the gas permeated through the concrete. The only structural responses observed in any of the tests were load increases of 1% and 4% in two tendons, and a strain increase of  $30 \times 10^{-6}$  in a monitored reinforcement bar. Twenty-two other tendon load cells and several hundred other strain gages registered no response.
  
4. Tendon Detensioning Tests. Nine prestressing tendons in one location of the vessel were completely detensioned, and strain and load measurements were monitored to observe the vessel behavior during pressurization. The test demonstrated that, with a large percentage of prestressing tendons removed to cause eccentric loading, the vessel would still safely withstand RP in the cavity.

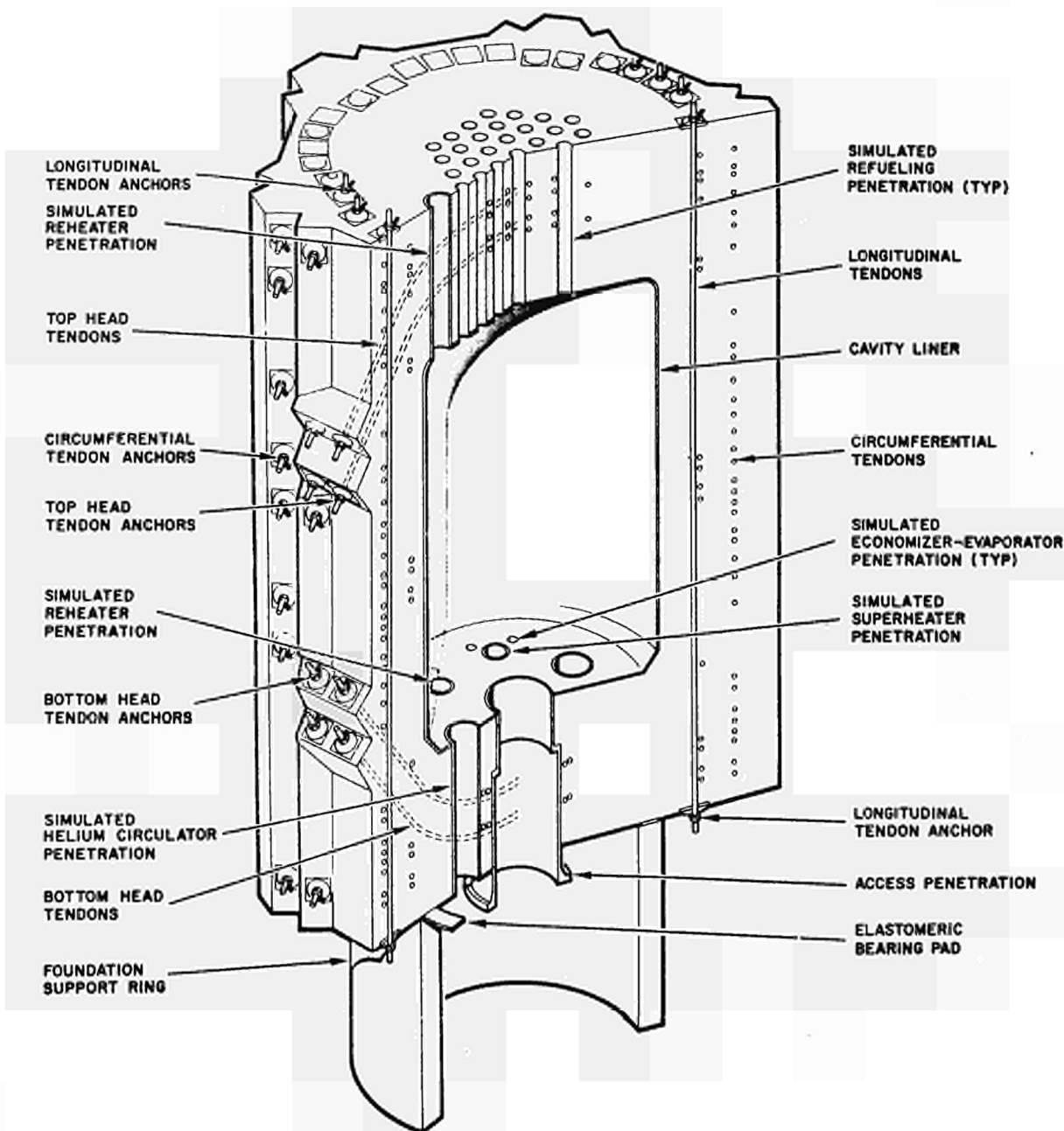
## MODEL PRESSURE VESSEL

### DESCRIPTION

The model (Fig. 2) has a vertical cylindrical cavity with flat bottom and top heads having multiple penetrations. The cavity and penetrations are lined with steel to provide a gas-tight seal. The exterior cross section of the vessel is hexagonal; the extended corners are designed to accommodate the anchors of the circumferential prestressing tendons. The axial, circumferential, and cross-head tendons (unbonded) provide the force required to counteract internal pressures applied to the vessel. The PCRV model is provided with bonded reinforcing steel placed near the interior and exterior concrete surfaces and around the prestressing tendon anchor plates for control of cracks from thermal gradients and concentrated loads. The model cavity is 8 ft (2.44 m) in diameter and 10 ft (3.05 m) high. Head and minimum wall thicknesses are 4 ft (1.22 m) and 2 ft 1-1/2 in. (0.65 m), respectively.

The model was constructed with preplaced aggregate concrete techniques for the lower 7 ft 6 in. (2.29 m) section and conventional job-mixed concrete for the upper 10 ft 6 in. (3.2 m) section. Preplaced aggregate concrete was selected for use in the lower portion of the vessel because of its adaptability to placement in areas having difficult access. The full-size vessel bottom head was concreted similarly. Crushed andesite aggregate from Lyons, Colorado, and Type II low-alkali cement were used in the concrete mix.

Electrical resistance strain gages, Carlson gages, and vibrating-wire strain gages recorded the strain on the reinforcing bars, on the liner, and in the concrete itself. Vibrating-wire strain gages were the only



LC46371A

Fig. 2. Cutaway view of PCRV model

sensors used on the surface of the concrete. Temperature measurements in the concrete and on the steel were made with thermocouples, some of which were incorporated into the vibrating wire sensors. Electrolytic-type moisture monitors were embedded in the concrete for moisture distribution studies. Linear potentiometers were used to measure the changes in shape of the vessel. Spool-type load cells were installed on selected tendons. Approximately 1300 sensors were monitored during the tests. About 30% of the sensors were initially damaged during construction and prestressing, and as the test period progressed, most of the resistance-type gages on the reinforcing bars and liner at the liner-concrete interface displayed leakage and became unreliable for long-term measurements.

The cavity of the model, including the bottom access penetration and the top head penetrations, can be pressurized with heated oil to simulate internal cavity pressure and temperature loadings.

The model, shown in Fig. 1, was enclosed in an insulated shelter for the heating tests to control exterior surface temperature fluctuations.

Table 1 contains details of the geometry and material data for the model.

#### PERFORMANCE REQUIREMENTS

The following performance requirements were established for the vessel:

1. A general state of compression should exist in the vessel at or below RP of 705 psig (49.6 kg/sq cm).
2. The prestressing and reinforcement should be such that upon overpressurization the cracks in the concrete would be well distributed, particularly where major areas of tension strain are predicted to occur near the liner.

TABLE 1  
MODEL DIMENSIONAL AND MATERIAL DATA

Min. wall thickness	25-1/2 in. (0.65 m)
Max. wall thickness	40-1/2 in. (1.03 m)
Head thickness, top and bottom	48 in. (1.22 m)
Diameter	
Inside	8 ft (2.44 m)
Outside	
Across flats	12 ft 3 in. (3.74 m)
Across corners	14 ft 7-7/8 in. (4.47 m)
Height, external	18 ft (5.49 m)
Height, internal	10 ft (3.05 m)
Prestressing system	GTM-SEEE (French)
Single strand (F.04)	61 0.163-in. (4.2 mm) diam wire
Strand diameter	1.48 in. (37.5 mm)
Guaranteed ultimate tendon strength	150 tons (136.4 m tons)
Tendon quantity, total	152
Vertical	36
Circumferential	68
Cross head	48
Apparent modulus of elasticity, $E_s$	$24.5 \times 10^6$ psi ( $1.72 \times 10^6$ kg/sq cm)
Elongation at failure, min.	4.6%
Tendon tubes	
Material	AISI 1010, cold-rolled electric weld
Outside diameter	2 in. (5.08 cm)
Reinforcing steel	
Material	ASTM-A431
Strength	
Yield	75,000 psi (5,273 kg/sq cm)
Ultimate	100,000 psi (7,031 kg/sq cm)
Elongation at ultimate	7.5%



TABLE 1. (Continued)

Liner	
Material	ASTM A-441
Thickness	1/4 in. (6.4 mm)
Concrete	
Cement	Type II, low alkali
Aggregate	Crushed andesite
Min. strength at 28 days	6000 psi (422 kg/sq cm)
Volume, preplaced aggregate concrete	29.3 cu yd (22.4 cu m)
Volume, job-mixed concrete	39.6 cu yd (30.3 cu m)
Modulus	$4.5 \times 10^6$ psi

3. The vessel should withstand major concrete cracking without leakage and without significantly changing structural response to subsequent pressure loads less than those that cause discernible cracking.
4. Liner leakage should occur before major structural failure.
5. The mode and location of structural failure, as well as the pressure at which it would occur, should be predictable.

#### DESIGN AND ANALYSIS

The model was designed using an elastic "working stress" finite element analysis approach (Ref. 6) with adjustments to account for time-dependent inelastic effects (Ref. 7), and limit-design techniques to satisfy ultimate strength requirements (Refs. 8 and 9).

Using the finite-element analysis, the PCRV elastic stresses were calculated for the following load conditions: (1) prestress, (2) prestress plus internal pressure, (3) prestress plus temperature, and (4) prestress plus temperature plus internal pressure.

In general, the axisymmetric analysis assumed that the PCRV structure is an idealized continuous solid and is made up of many small elastic elements. Based on the admissible deformation patterns of these individual finite elements, the stiffness and load matrices of the structure can be derived. The program includes the effects of the individual components such as concrete, reinforcing steel, and liner in the composite structure to the extent possible in a two-dimensional geometry. Approximate time-dependent material variables may be specified for each finite element so that the effects of creep and relaxation can be approximated.

The limit design concept was used to supplement the elastic working stress design approach. Limit design is used where assumptions of the elastic analysis are clearly not valid, and where structural yielding and deflection increases are beyond the capacity of evaluation by elastic design methods. For the PCRV model, this condition was assumed to occur, in general, when net compression was no longer maintained on a cross section through the cavity. Application of elastic design beyond initial concrete cracking is as in beam design, permitted by the use of bonded reinforcement to resist the tensile forces. Limit design is used to ensure that the materials of the structure never exceed their specified capacities before a specified limit, typically when a predetermined multiple of the service load is reached. Free-body relationships with connecting hinges were assumed for the PCRV model structure and static equilibrium between structural components and cavity pressure was maintained.

The ability to predict elastic, as well as inelastic, vessel behavior is examined in the test results discussed in the following section.

## MODEL TESTS

### PROGRAM HISTORY

The model was subjected to various loading conditions over a period of more than 2 years. Monitoring of the sensors commenced immediately after the first concrete was placed. At the time of the prestressing of the model, the lower half was 50 days old and the upper half was 30 days old. The test history imposed on the model is briefly described in Table 2. (This history has been simplified by eliminating some repetitious short-term pressure tests.)

### CONSTRUCTION AND RESULTS

The methods of construction were conventional except for the use of preplaced aggregate concrete (PAC). Contractors submitted bids based on design drawings and construction specifications prepared by the designers. The specifications listed the use of specific concrete and cement materials from the Colorado area where the full-size vessel was to be built. The type of tendons used on the EDF-3 vessel in France were also specified because of availability of detail design data on the system at that time. The liner and penetrations (Fig. 3) were designed and fabricated at GGA in accordance with the ASME Boiler Pressure Vessel Code, Section III, Nuclear Vessels, 1965.

The model was designed and constructed within an 8-month period starting in mid-1965. In spite of the large number of embedded items, low slump [1-1/2 in. (3.8 cm)] job-mixed concrete of relatively high compressive strength was placed without serious difficulty. The congestion within the bottom head of the vessel did not lend itself to

TABLE 2  
CHRONOLOGY OF MODEL TEST ACTIVITIES

Test Activity	Date	Duration (days)	Cumulative Time (days)	Description of Test Activities
A	3/29/66	15	15	Prestressing period. Tensioning sequence: (1) 2/3 vertical, (2) head circumferential, (3) 1/3 vertical, (4) wall circumferential, and (5) cross-head tendons.
B	4/12/66	125	140	Pressure = 0 psig, ambient temperature. Ambient temperature increased from 65 F (18.3 C) to 75 F (23.9 C) during this period. Several short-term pressure tests conducted. (See B <sub>1</sub> , B <sub>2</sub> , and B <sub>3</sub> .)
B <sub>1</sub>				Start hydraulic cyclic pressure tests working up to 705 psig (49.6 kg/sq cm).
B <sub>2</sub>				Start gas permeation tests with various internal pressures up to 705 psig (49.6 kg/sq cm).
B <sub>3</sub>				Perform gas blowdown tests.
C <sub>1</sub>	8/17/66	15	155	Pressure = 0 psig, temperature rise period at 2 F (1.1 C) per day. Cavity oil temperature raised from 75 F (23.9 C) to 110 F (43 C).
D <sub>1</sub>	9/1/66	48	203	Pressure = 0 psig. Cavity oil temperature held at 110 F (43 C); gradient across wall, ΔT = 25 F (13.9 C).
C <sub>2</sub>	10/19/66	19	222	Pressure = 0 psig, temperature rise period at 2 F (1.1 C) per day. Cavity oil temperature raised from 110 F (43 C) to 140 F (60 C).
D <sub>2</sub>	11/7/66	81	303	Pressure = 0 psig. Cavity oil temperature held at 140 F (60 C); gradient across wall ΔT = 50 F (27.8 C). Short-term cyclic pressure test conducted to 705 psig (49.6 kg/sq cm) near end of period.
E <sub>1</sub>	1/28/67	23	326	Pressure = 585 psig (41 kg/sq cm), cavity oil temperature at 140 F (60 C), ΔT = 50 F (27.8 C).
C <sub>3</sub>	2/21/67	15	341	Pressure = 0 psig, temperature cool down at 5 F (2.8 C) per day. Cavity oil temperature reduced from 140 F (60 C) to ambient.
B	3/8/67	33	374	Pressure = 0 psig, ambient temperature. Ambient temperature decreased from 69 F (20.5 C) to 60 F (15.5 C).
F <sub>1</sub>	4/10/67	3	377	Pressure = 1200 psig (84.1 kg/sq cm), ambient temperature. First hydraulic pressure overload test.
B	4/13/67	111	488	Pressure = 0 psig, ambient temperature. Ambient temperature increased from 60 F (15.5 C) to 75 F (23.9 C). Pneumatic (nitrogen) pressure overload tests to 1150 psig (80.9 kg/sq cm) conducted midway during this period.
F <sub>2</sub>	8/1/67	6	494	Pressure = 1500 psig (105.5 kg/sq cm), ambient temperature. Second hydraulic pressure overload test. No failure.
E <sub>2</sub>	8/7/67	336	830	Pressure = 585 psig (41 kg/sq cm), ambient temperature. Ambient temperature decreased from 75 F (23.9 C) to 55 F (12.8 C) during first half, then increased to 72 F (22.2 C) at end of test. Sustained pressure interrupted for 15 days midway in the period for partial detensioning tests.
	7/9/68	--	830	End of tests.



3. Installation of liner and penetrations

job-mixed concrete use, especially on the larger vessel. Consequently, the preplaced aggregate method of concreting was used. All embedments were installed followed by coarse aggregate, into which a highly fluid cement-sand grout was pumped. The resulting concrete met all specified requirements. It was established that grout temperature, fluidity, and sand gradation controlled the satisfactory use of the preplaced aggregate concreting method. On a helium-cooled HTGR, low leakage is a necessity; therefore, two-sided welds are used on the liner. This construction feature prevents use of the methods similar to those used on CO<sub>2</sub>-cooled vessels, and grout cannot be placed through the holes in the liner. The large, and numerous, bottom head penetrations, along with two-sided weld attachments to liners, further prevent the following of European construction practices.

The successful construction of the model gave confidence that the selected methods and materials could also be used successfully on a larger PCRV.

#### SHORT-TERM RESPONSE TO LOADS

The major test phases performed on the model involving response due to short-term applied loadings are listed below:

1. Prestressing
2. Pressurization up to RP [705 psig (49.6 kg/sq cm)]
3. Vessel heating
4. Hydraulic overpressure tests up to 1500 psig (105.5 kg/sq cm)  
(2.13 RP)

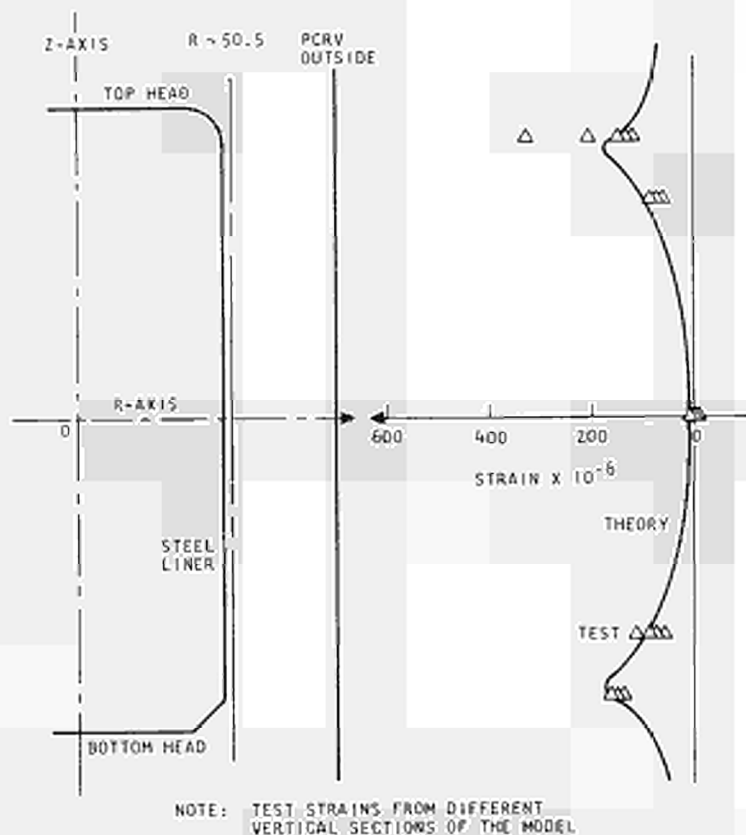
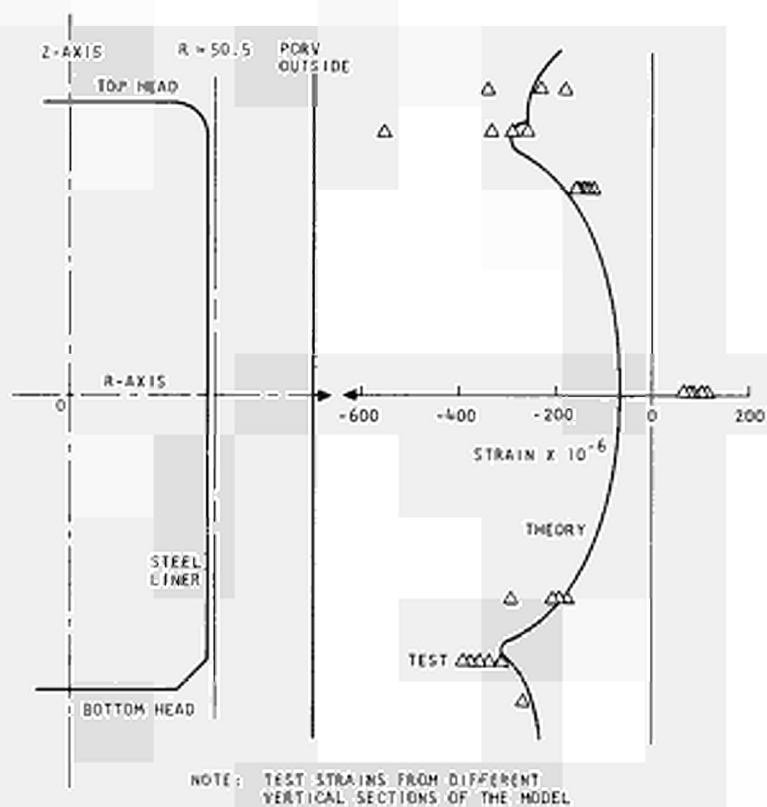
5. Pneumatic overpressure and gross gas release tests up to 1150 psig (80.9 kg/sq cm) (1.63 RP)
6. Permeation tests up to a maximum gas pressure of 950 psig (66.8 kg/sq cm)

Strain histories caused by prestressing forces are difficult to predict because of the sequential manner in which the forces are applied and because of the creep and shrinkage that occur during the prestressing time period. The comparison of tests and analytical strains, however, indicated reasonable agreement at vessel locations where the assumption of axisymmetry prevails and where local discontinuities are not present. This is illustrated in Fig. 4 for prestressing strains near the vertical portion of the liner, away from penetrations and tendon anchor bearing plates. In addition, the test strains plotted in Fig. 4 were partially corrected by subtracting creep and shrinkage strains over periods when no tendons were being tensioned during the prestressing operation. As shown, axial tensile strains (approximately  $90 \times 10^{-6}$ ) were observed at inner midplane where a compressive strain ( $-65 \times 10^{-6}$ ) was predicted. The compressive axial strains developed by the longitudinal tendons (which were tensioned first) were offset by the bending and Poisson effects introduced by tensioning of the circumferential tendons at midplane; hence, an effect of prestressing sequence showed on the measured strains.

Concrete strains due to an internal pressure of 705 psig (49.6 kg/sq cm) and measured at different locations in the vessel are shown in Fig. 5. Comparison between test and theoretical strains shows good agreement for pressure loadings. Time-dependent effects, such as creep and shrinkage, are not involved because pressure loading was of short duration.

Initial pressurization was performed within 10 days after completion of prestressing. The model was hydraulically pressurized with oil at ambient temperature. Cyclic pressures were applied from 100 psig





(7 kg/sq cm) to a maximum pressure of 705 psig (49.6 kg/sq cm), including a 24-hour hold test at 705 psig (49.6 kg/sq cm). Another 24-hour hold test at 705 psig (49.6 kg/sq cm) was conducted, using nitrogen as the pressurizing medium, after the initial pressure cycling tests were completed and before thermal heating.

The cyclic pressure tests to a maximum pressure of 705 psig (49.6 kg/sq cm) were later repeated with the oil temperature at approximately 140 F (60 C) and at a  $\Delta T = 50$  F (27.8 C) across the vessel wall. This was followed by a 22-day hold test at normal working pressure of 585 psig (41 kg/sq cm) and  $\Delta T = 50$  F (27.8 C) (refer to Figs. 11 and 12, which are discussed in the section on vessel concrete creep).

While the vessel was at temperature [ $\Delta T = 50$  F (27.8 C)], it was pressurized hydraulically to 810 psig (57 kg/sq cm). This calculated level of 1.15 times RP was established by the limiting condition of net compression at critical vessel sections under residual prestress, temperature gradient, and internal pressure. Observations made during this test indicated that the overall vessel response, as indicated by deflection and tendon load measurements, was essentially linear up to 810 psig (57 kg/sq cm).

Although hairline cracks caused by shrinkage and the temperature gradient were observed on the exterior concrete surface of the vessel, the response of the vessel to internal pressurization at temperature was not significantly different from the response at initial pressurization at ambient temperature when shrinkage cracks alone were present.

Vessel deflections caused by the application of prestress, pressure, and temperature were measured inside the vessel cavity in the radial and axial directions. Observed prestress deflections and calculated values are shown in Fig. 6. While local strains within the vessel as recorded

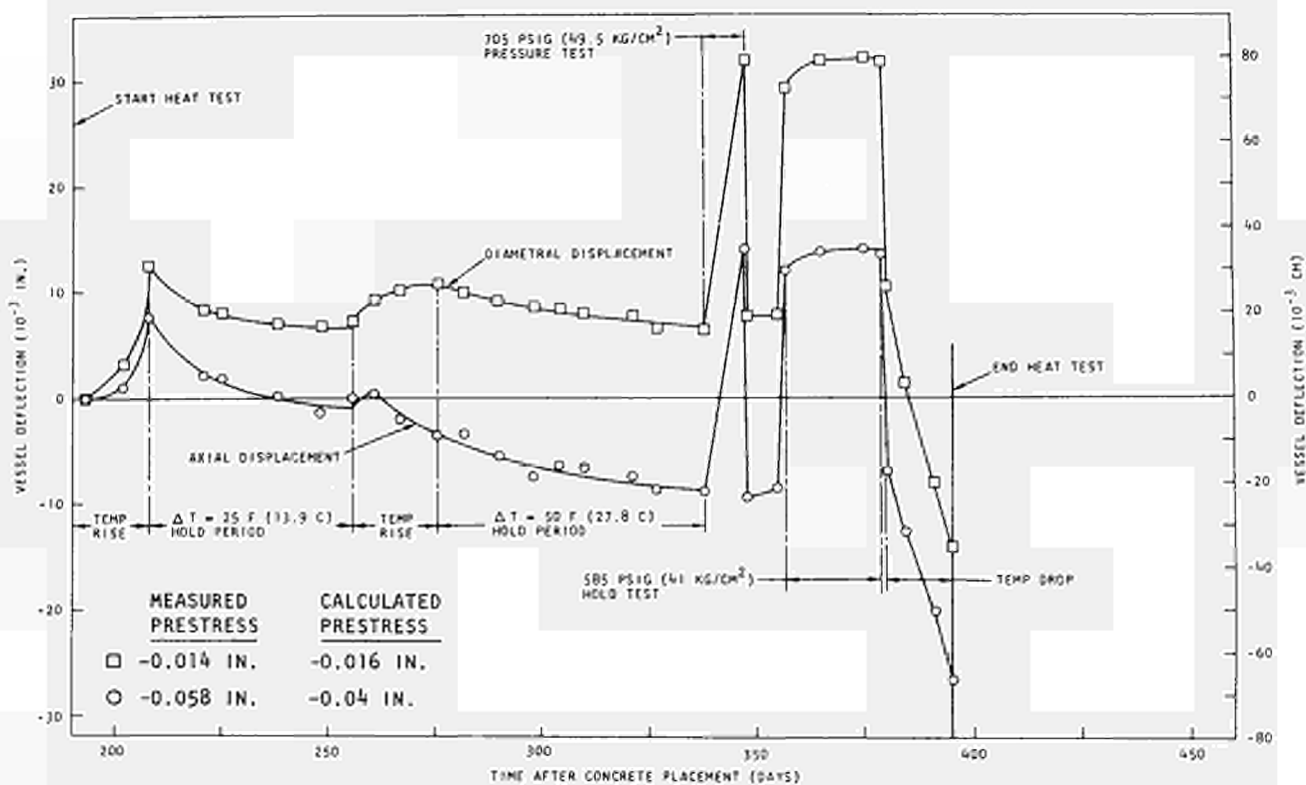
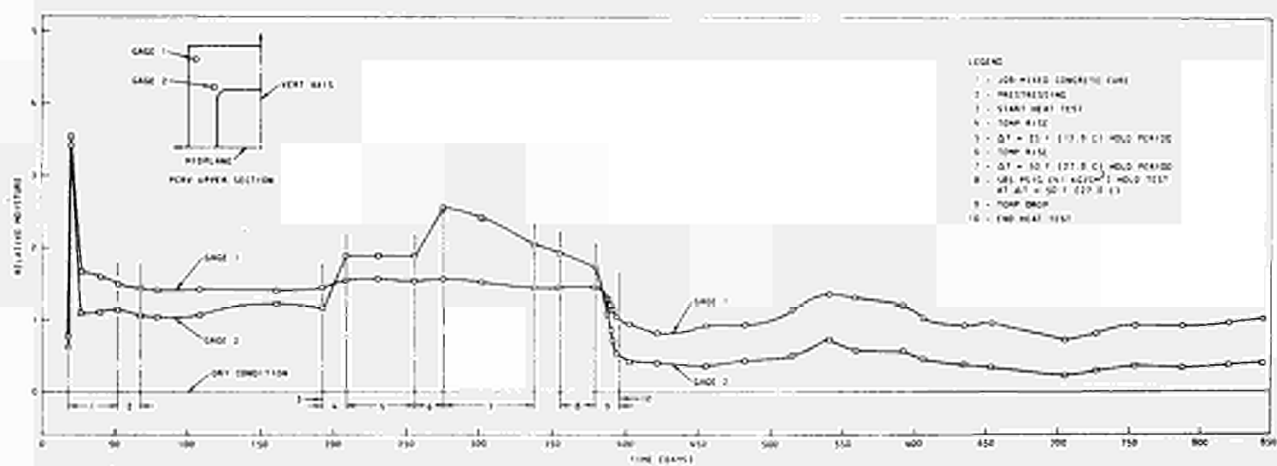


Fig. 6. Vessel deflections during prestress, pressure, and temperature tests



LC64233

Fig. 7. Relative moisture versus time history

by individual gages may be greatly influenced by the proximity of penetrations and other discontinuities, the overall vessel deformations should not be significantly affected by such discontinuities.

#### CONCRETE MOISTURE LOSS RATE

Moisture monitor readings immediately after wet concrete placement at typical gage locations are shown in Fig. 7. The time scale starts at the beginning of the model construction. The maximum values registered were associated with peak cure temperatures about 3 days after initial concrete placement. The "dry condition" represents a completely dry gage reading prior to insertion into the model forms. The gage reading just before concrete placement shows the equilibrium condition in air.

Typical moisture behavior in the vessel concrete as affected by temperature is shown in gage locations 1 and 2. The moisture increase at gage 2 in the interior part of the concrete wall was associated with periods of temperature rise. The exterior moisture monitor (gage 1) indicated only slight activity during the temperature tests.

The moisture registered by gage 1 has shown little change over a period of 2 years, and gage 2 has returned to below its preheating level following the moisture redistribution activity caused by heating. The increase in moisture level between 525 and 625 days corresponds to a period when the roof of the insulated structure around the model was temporarily removed. From the data shown, it will take considerable time for the drying condition to be reached, if ever, since equilibrium with surrounding air will probably control subsequent moisture levels in the concrete.

## PRESSURE CYCLE EFFECTS

Figure 8 shows the relationship between pressure and strain of two resistance-type gages attached to vertical reinforcing bars when the vessel was being subjected to progressively higher pressure cycles. The initial zero strain is taken at the start of the cyclic pressure test program. The plots for total, residual, and instantaneous strains are based on the means of the cyclic strain outputs at each pressure level.

Observations derived from these curves are as follows:

1. The total strain output does not plot linearly with pressure level.
2. The residual strains at zero pressure indicate inelastic deformation due to pressurization, which may or may not be permanent with respect to time.
3. The instantaneous strains plot linearly with pressure level. In addition, the instantaneous strain curve for the cyclic pressurization is parallel to the corresponding strain curve for an incremental pressurization without cycling performed subsequent to the cyclic test program. (Shift in strain value at zero pressure is attributed to creep effects. The plots in Fig. 8 are typical for other sensors in the model at pressures below RP.)

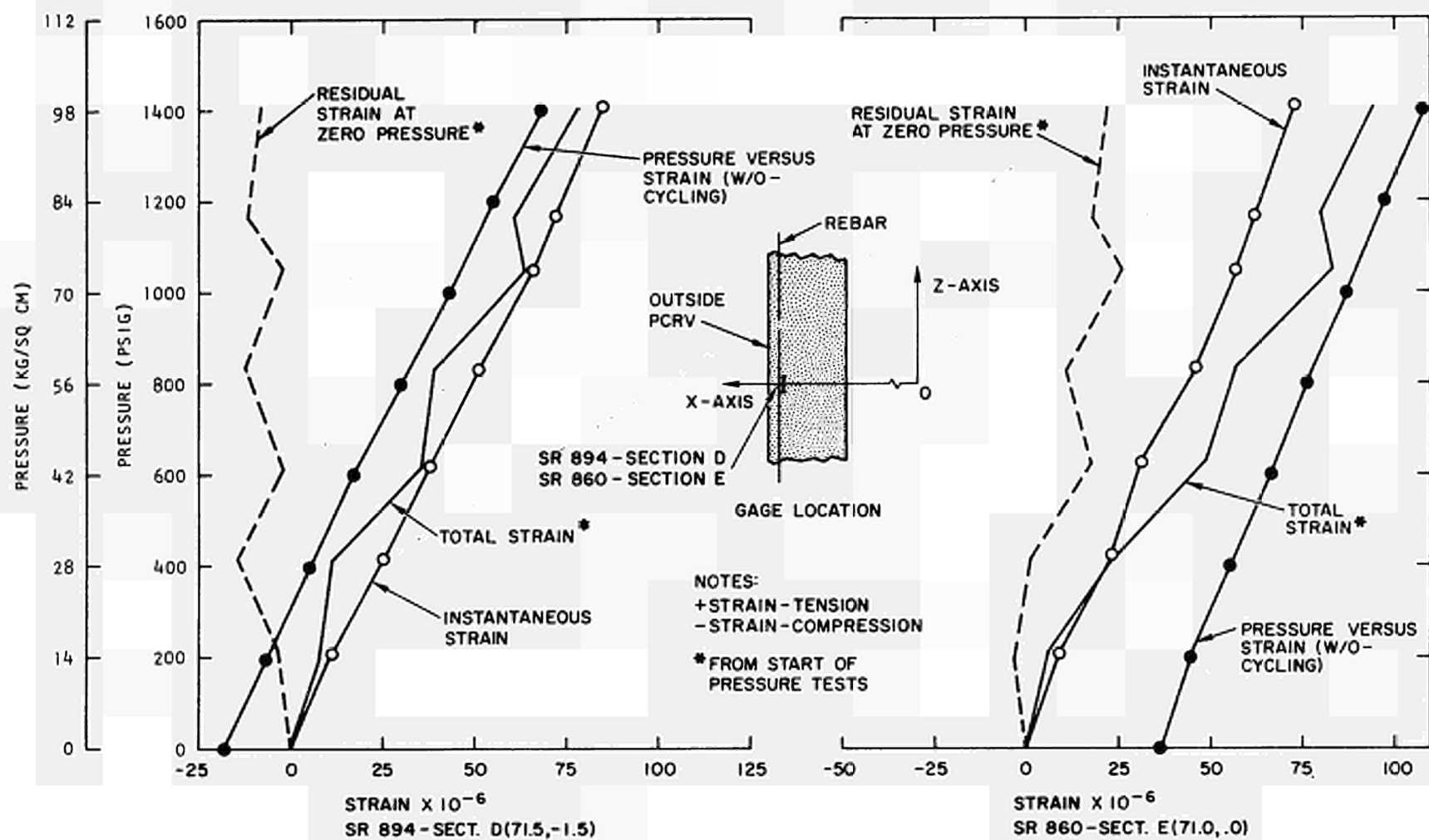


Fig. 8. Pressure versus strain

Figure 9 shows plots of pressure versus instantaneous strain extracted from the results of a statistical analysis of resistance-type (SR) and vibrating-wire-type (SF) strain gages. At each cyclic pressure level and the corresponding number of cycles (N), the mean and standard deviations of the instantaneous strains have been calculated. A curve through the mean strains, with a dispersion (scatter band) limit of plus or minus) one standard deviation, is plotted for each gage. Since sensor reliability is very important to the acquisition of reliable test data, an evaluation of the plots of Fig. 9 provides an example of a method of classifying valid sensors. Preliminary observation on the scatter band indicates no correlation with pressure levels. The use of statistical techniques for data analysis becomes important because of scatter observed in the sensor outputs. The level of confidence of inferences made from sensor outputs will be influenced by the amount of scatter of such points. It had been noted that the SF-144 sensor had a history of out-of-range outputs. From preliminary results of computer out-of-range check, the SF-144 sensor had been out of range from 33 to 66% of the time. The use of data output from the SF-144 sensor should be properly qualified to reflect this out-of-range history. However, under subsequent tests where higher tension strains were produced (temperature and pressure), the range of SF-144 response improved and the gage showed good reliability.

#### VESSEL CONCRETE CREEP

Experimental creep (including shrinkage) results obtained from a typical strain gage in the model during four distinct loading conditions are shown in Fig. 10. Strain versus log time relations are plotted for (1) prestress loads and ambient temperature for 125 days, (2) residual prestress and  $\Delta T = 25$  F (13.9 C) for 48 days, (3) residual prestress

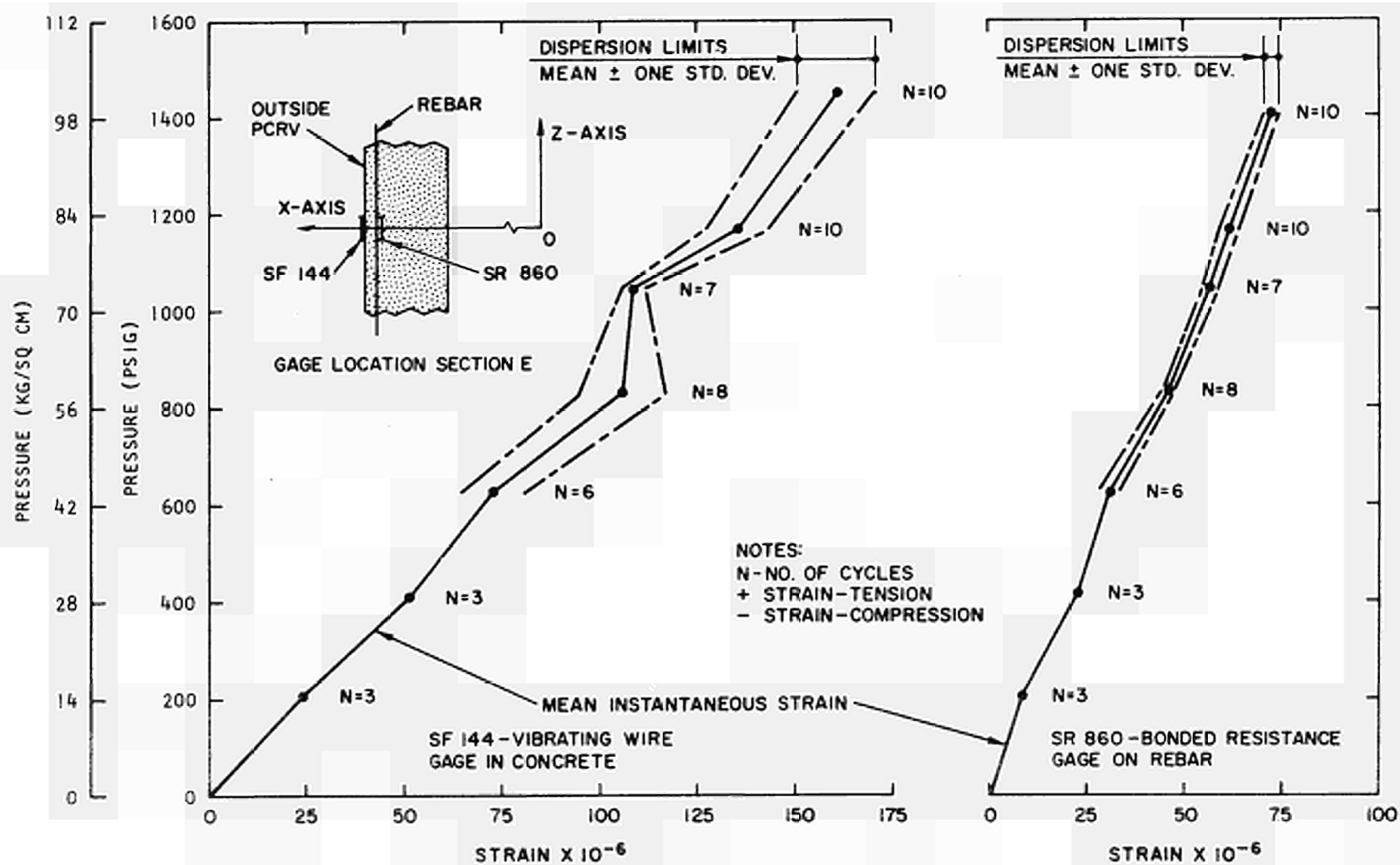


Fig. 9. Pressure versus strain with dispersion limits



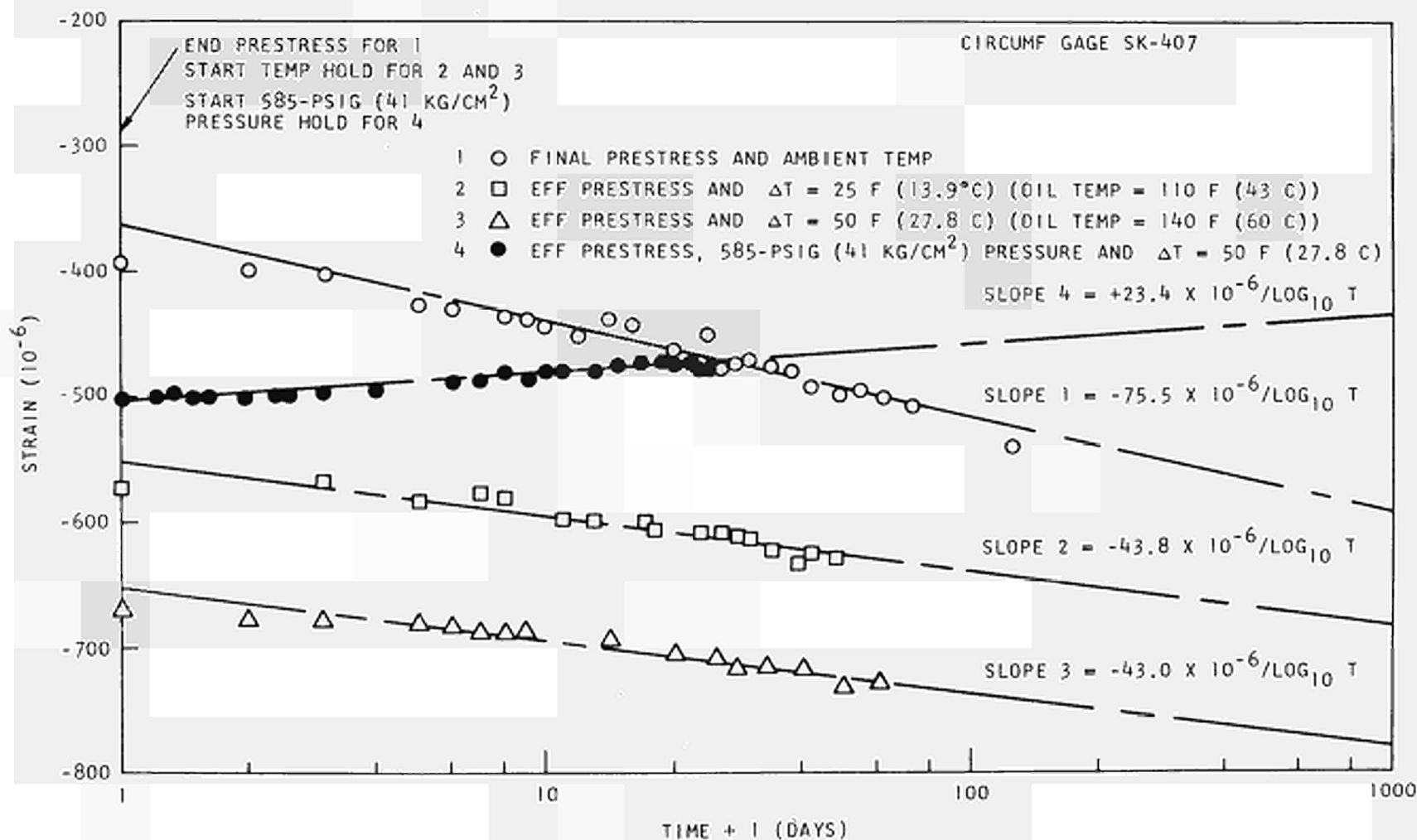


Fig. 10. Strain versus log time for a circumferential concrete gage at inner midplane

and  $\Delta T = 50$  F (27.8 C) for 62 days, and (4) 585 psig (41 kg/sq cm) sustained pressure at  $\Delta T = 50$  F (27.8 C) for 22 days. A regression and correlation analysis using a strain-log time curve was made, and the results are shown in Fig. 10 as straight lines with the corresponding line slopes indicated. The curve fit was generally good, as shown by the correspondence of the experimental points.

One of the most significant results of the tests was that the measured rate of creep (including shrinkage), as indicated by the slope of the strain-log time curves during the condition of residual prestress and elevated temperature, was lower than or equal to the measured rate of creep (including shrinkage) under prestress and ambient temperature. The lower creep rates measured at elevated temperature are attributed to: (1) the influence of the imposed temperature field, which acts as a body force opposing the prestress force, (2) reduced concrete stresses due to some loss of prestress force, and (3) the increase in strength and reduction in creep of concrete due to aging at the application of heating to the vessel. During the 585 psig (41 kg/sq cm) pressure-sustained test, strains initially increased in the same direction as the strain caused by pressurization (probably due to creep recovery resulting from stress reduction in the concrete), but indicated a leveling off near the completion of the 22-day period.

The creep trends shown in Fig. 10 were found to be typical of the creep rates measured throughout the vessel concrete.

It was also significant that all of the creep rates measured in the model were found to be less than the creep rates observed in the reference cylindrical specimens made of the same concrete used in the model.

By using two-dimensional viscoelastic finite element techniques developed at GGA over the past few years (Refs. 5 and 7), a comparison of model creep behavior with analytical predictions was made.

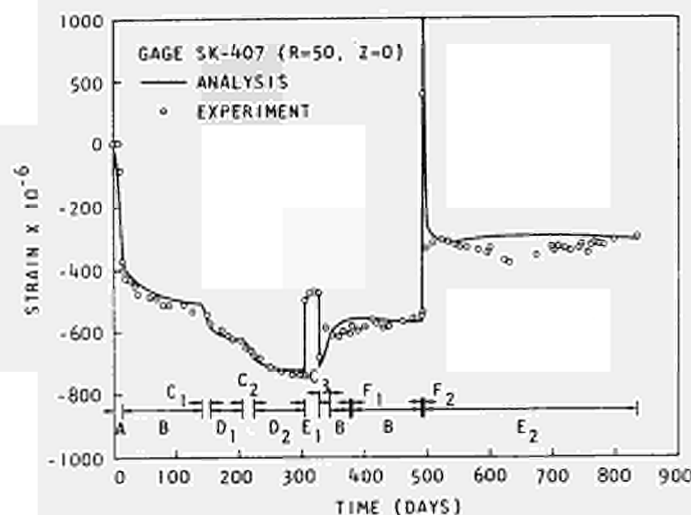
The selected gages shown in Figs. 11 and 12\* are located in R-Z planes bisecting the angles between the large off-center head penetrations of the model (see Fig. 2). Because of symmetry, the model response is similar in these planes and the circumferential position of the gages therefore need not be specified. The test activities given in Table 2 are also shown in the figures.

The results shown in the figures consist of strains in the concrete, strains on the cavity face of the liner, and displacements. The gage numbers refer to a master scheme and are retained here to facilitate reference to other publications. The prefixes SK, SF, LC, and SW refer to the Carlson, vibrating-wire, load cell, and bonded resistance circumferential gages. The Carlson and vibrating-wire gages measure strains in concrete and the bonded resistance gages measure the strain on the liner surface. The corresponding gages on the liner outer surface (at the liner-concrete interface) were damaged; therefore, the inner surface gages may contain a bending component. Since the analysis does not account for bending, the bending strains will appear as a discrepancy between the analysis and experiment.

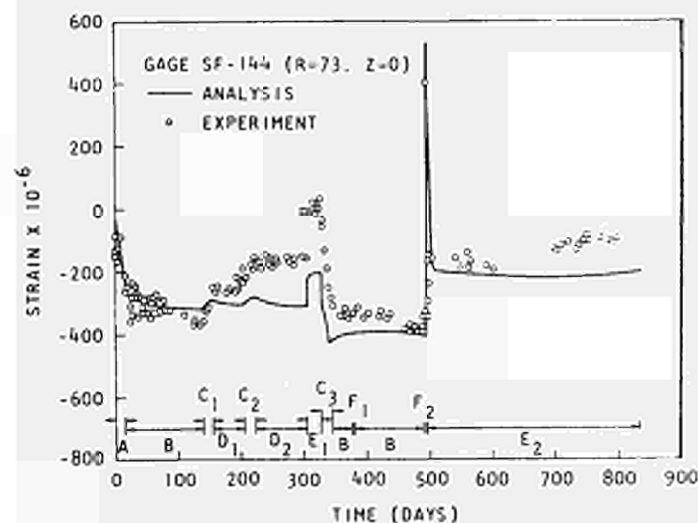
The concrete gages SK-407 (Fig. 11a) and SF-144 (Fig. 11b) are located at midheight, close to the interior and exterior surfaces, respectively. As shown in the figures, the outer gage, which is more influenced by weather conditions and the nonsymmetry of the outer surface, does not show as good an agreement with analysis as the inner gage. Concrete gages in the haunch area (Figs. 11c and 11d) are similarly located radially, but they span a distance of 21 in. (53.3 cm) in the axial direction. In spite of the possibility of steep gradient influence, fair agreement between analysis and experiment is still indicated.

The two liner gages (Figs. 12a and 12b) generally show poor agreement with analysis, except in the preheating period. Other than the

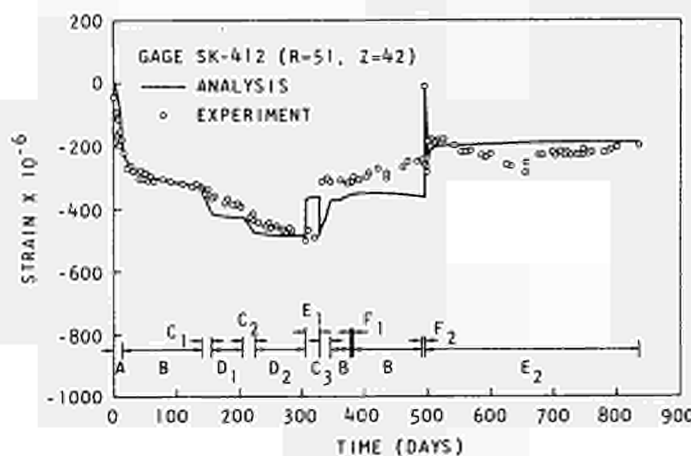
\*Data shown in Figs. 11 and 12 have been published previously in Ref. 5.



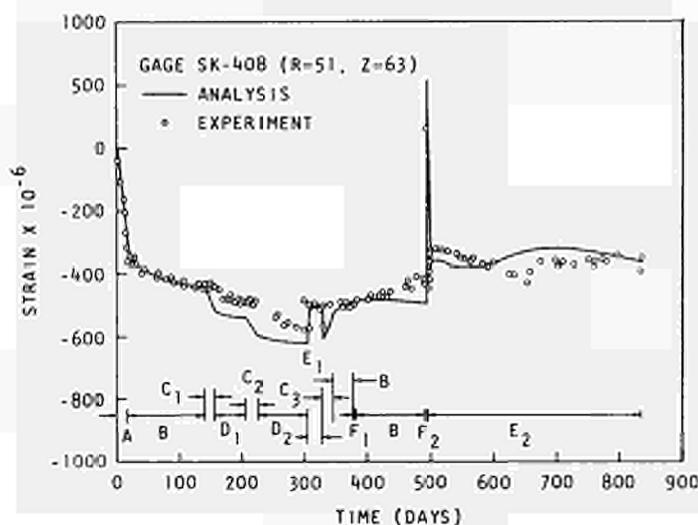
(a)



(b)

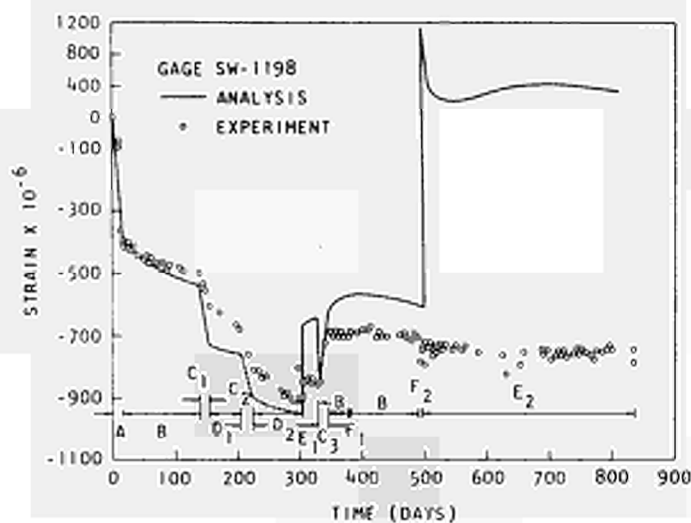


(c)

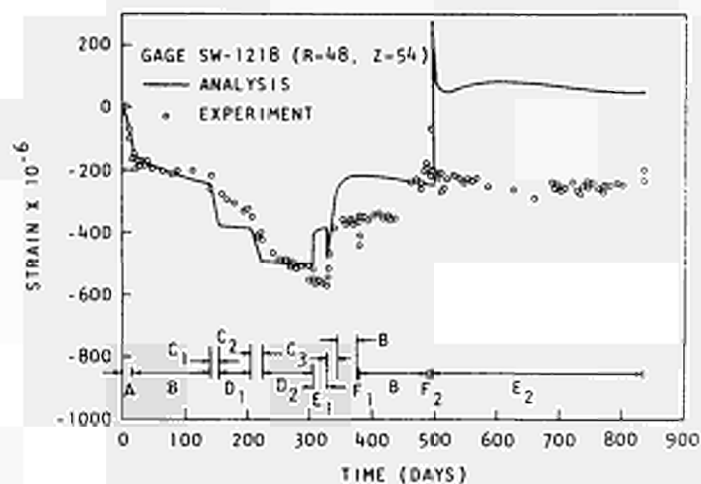


(d)

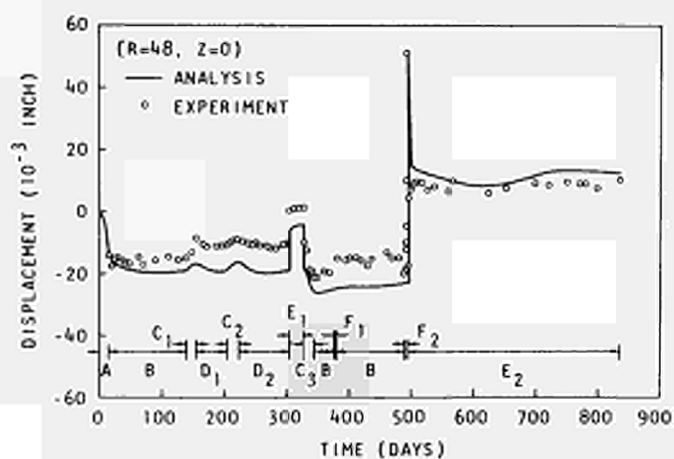
Fig. 11. Concrete strain: (a) circumferential at inner midplane; (b) axial at exterior midplane; (c) axial at haunch, Z at 42; and (d) axial at haunch, Z at 63. (Letters refer to test activity, see Table 2)



(a)



(b)



(c)

Fig. 12. Strain and displacement: (a) circumferential strain, inside liner face near midplane; (b) circumferential strain, inside liner face near haunch; and (c) radial displacement, inner midplane. (Letters refer to test activity, see Table 2)

bending component mentioned earlier, no meaningful explanation can be offered for the discrepancy. However, it should be pointed out that the concrete gage (Fig. 11a), the liner gage (Fig. 12a), and the radial displacement gage (Fig. 12c) are in the same general vicinity. The concrete gage and the displacement gage generally show good agreement, but the liner gage does not. This would indicate local liner effects that cannot now be identified.

Deflections of the vessel cavity are also shown in Fig. 6 from the start to the completion of the heating test. The vessel underwent thermal expansion during the temperature rise of 2 F (1.1 C) per day. The effect of concrete creep (including shrinkage) at elevated temperatures is more pronounced in the axial than in the diametral direction. In the second stage of temperature rise, the deformation from creep (including shrinkage) was greater than the thermal expansion in the axial direction. Also, the diametral deformation from creep (including shrinkage) at the completion of the unpressurized hold period at WT = 50 F (27.8 C) did not exceed the initial thermal expansion. During the 585 psig (41 kg/sq cm) pressure-sustained test, vessel dimensions initially increased but started to level off near the completion of the 22-day period. Contraction in the diametral and axial directions was practically linear with time during the temperature drop of 5 F (2.8 C) per day.

#### GROSS GAS LEAKAGE

Pneumatic testing was performed using nitrogen gas as the pressurizing medium at ambient temperature. The model was subjected to several overpressures up to a maximum gas pressure of  $1.63 \times \text{RP}$  [1150 psig (80.9 kg/sq cm)]. Gas release tests, through a preformed crack in the steel liner, were conducted at internal pressures of 705, 1050, 1100, 1125, and 1150 psig (49.6, 73.8, 77.3, 79.1, and 80.9 kg/sq cm).

A 12-in. long by 1/8 in. wide (30.5 cm x 0.32 cm) (nominal) crack was cut at the center of the toroidal top haunch section near a 12-in. (30.5 cm) diameter top head penetration. A crack cover fixture, consisting of a steel shoe connected to a pneumatic ram, was installed, which allowed for opening (and sealing) of the liner crack at specific pressure levels. The liner crack was purposely oriented in the vessel so that existing strain gages and tendon load cells were nearby.

To detect gas flow at different locations of the vessel, pressure gages were installed at the existing permeation lines that were originally used for local permeation testing of the model liner. These permeation ports at the liner-concrete interface are located at the top haunch (90 and 180 deg from the preformed liner crack), top head, midplane (90 deg away), construction joint (directly below the liner crack), bottom haunch, and bottom head.

The primary purpose of the pneumatic pressure and gas release tests was to investigate the effect on the structural response of the vessel of pressurized gas flowing through the cracks in the vessel walls at the overpressure levels. Significant findings are summarized below.

#### Internal Pressure Decay

Gas was allowed to flow through the preformed liner crack for approximately 3 hr during the gas release tests at 705 psig (49.6 kg/sq cm) (RP) and 1.5 x RP [1050 psig (73.8 kg/sq cm)]. During the 1150 psig (80.9 kg/sq cm) test, gas flow was monitored over a 1-hr duration.

1. Pressure decay during the 705 psig (49.6 kg/sq cm) test was practically linear at a rate of 0.6 psi (0.04 kg/sq cm)/min.
2. Pressure decay during the 1050 psig (73.8 kg/sq cm) test was nonlinear; the pressure decreased from 1050 to 570 psig (73.8 to 40.1 kg/sq cm) within 3 hr. The maximum rate was approximately 6.5 psi (0.46 kg/sq cm)/min initially.

3. During the 1150 psig (80.9 kg/sq cm) test, the pressure decreased from 1150 to 700 psig (80.9 to 49.2 kg/sq cm) within 1 hr. The maximum rate was approximately 21 psi (1.5 kg/sq cm)/min for the first 5 min.

#### Vessel Structure Response

The effect of pressurized gas flow through the liner crack on the structural response of the vessel was observed through changes in the strain, deflection, and tendon load measurements.

1. No measurable response was detected during the 705 psig (49.6 kg/sq cm) test.
2. At the overpressure test levels, some tendon load changes were observed. During the 1150 psig (80.9 kg/sq cm) test, a maximum load increase of 4200 lb (4.2%) was measured in a cross-head tendon at the top head. A similar load increase of 1400 lb (1.1%) was indicated in a circumferential tendon at midplane. No response was measured in the vertical tendons. A maximum strain increase of  $30 \times 10^{-6}$  was indicated in a rebar at the haunch opposite the liner crack. Other gages away from the vicinity of the liner crack did not register strain increases during the gas release tests.
3. Upon reduction of the internal pressure by approximately 50 psig (3.5 kg/sq cm), the vessel assumed the normal elastic unloading response by showing increasing compressive strain. No permanent deformation was indicated.

#### Gas Flow Observations

Gas flow was observed at different liner-concrete interface locations in the vessel. During the 1150 psig (80.9 kg/sq cm) test, gas pressures of 495 and 70 psig (34.8 and 4.9 kg/sq cm) were measured through the



permeation lines located at the top haunch and at 90 and 180 deg away from the liner crack. Gas pressure of about 100 psig (7 kg/sq cm) was measured at midplane (90 deg away from liner crack). No pressure increase was observed at ports in the lower half of the vessel. Gas flow restriction is indicated by these measurements, causing a pressure gradient that significantly decreases with increasing distance from the preformed liner crack as depicted in Fig. 13.\*

Gas leakage was observed around the top head penetrations, numerous instrumentation lead wires, and local concrete surface areas (no observed cracks) opposite the preformed liner crack.

At the completion of the pneumatic overpressure and gas release tests, the preformed crack at the liner top haunch was sealed by welding the crack and reinforcing the area with a 1/4-in. (0.64 cm) thick cover plate fillet-welded to the steel liner. Further overpressure tests to a maximum pressure of 1500 psig (105.5 kg/sq cm) were conducted using oil as the pressurizing medium at ambient temperature.

#### OVERPRESSURE TESTS

Overpressure tests up to a maximum pressure of 1500 psig (105.5 kg/sq cm) (2.13 x RP) were completed using oil at ambient temperature as the pressurizing medium. The overpressure tests were conducted in two series. The first series of overpressure tests, from 705 to 1200 psig (49.6 to 84.4 kg/sq cm) test pressure levels, was performed in April of 1967; the second overpressure series, from 1300 to 1500 psig (91.5 to 105.5 kg/sq cm) test pressure levels, was completed approximately 3 months later. During the period between the first and second overpressure test series, the model was subjected to pneumatic pressure and gas (nitrogen) release tests.

Performance up to the completed 1500 psig (105.5 kg/sq cm) [2.13 x RP or 2.61 x NWP (normal working pressure)] test pressure level was very

---

\*Data shown in Fig. 13 have been published previously in Ref. 5.

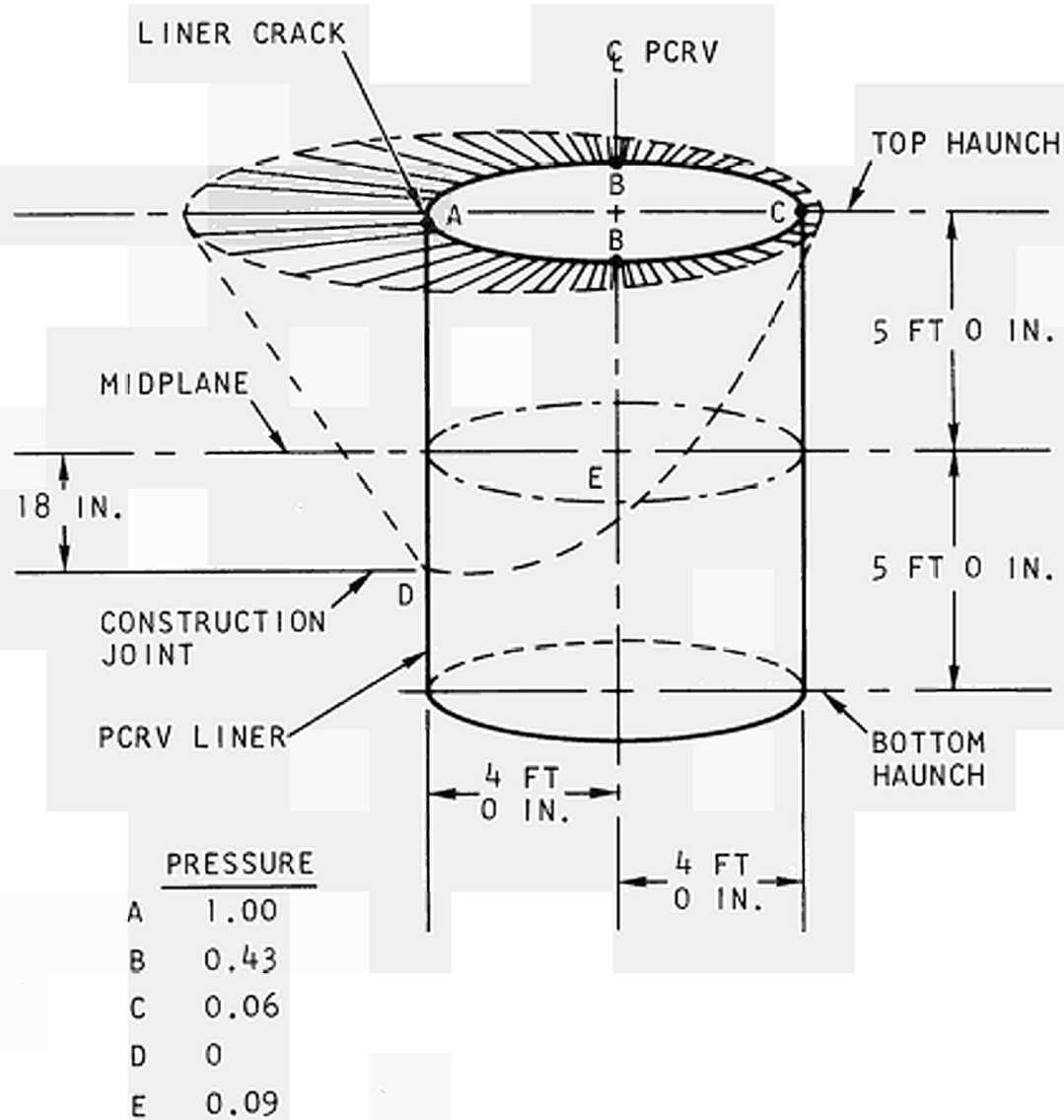
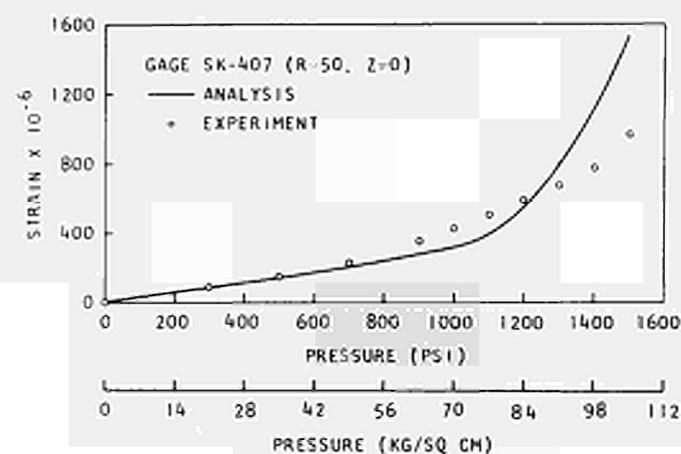


Fig. 13. Approximate pressure (and leakage) distribution around PCRV liner with flow through liner crack

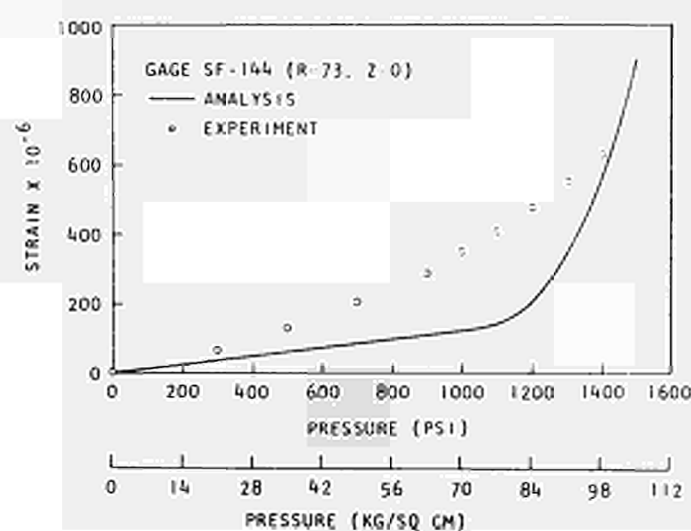
satisfactory. No indication of structural distress was observed. The 1500 psig (105.5 kg/sq cm) internal pressure was maintained for approximately 30 min and no indication of pressure loss was observed. Observation showed that exterior surface cracking over the middle third portion of the vessel was fairly well defined at 1500 psig (105.5 kg/sq cm). Vertical cracks at 4 to 6 in. (10.2 to 15.2 cm) spacing were distributed over the flat panels (between pilasters) of the vessel wall. The size of the vertical cracks was estimated as less than 1/64 in. (0.004 cm). Circumferential (horizontal) cracks were likewise visually discernible, although not as well distributed as the vertical cracks. In general, circumferential cracks were present at the construction joint [18 in. (45.7 cm) below the midplane], at the junction of the flat panels and the cross-head tendon anchors, and at approximately 12 in. below the midplane. The largest circumferential cracks were estimated at approximately 1/32 in. (0.008 cm) in width. Upon depressurization, the surface cracks were reduced to hairline magnitudes that were visually detectable.

Representative measurements of strain, deflection, and tendon load during the overpressure tests are shown in Figs. 14 and 15, along with predictions taken from creep analysis work (Ref. 8) and loading condition  $F_2$ , Figs. 11 and 12. In most instances, the analysis predicts higher strain levels than actually occur. Overpressure effects on a circumferential tendon are shown in Fig. 15d.

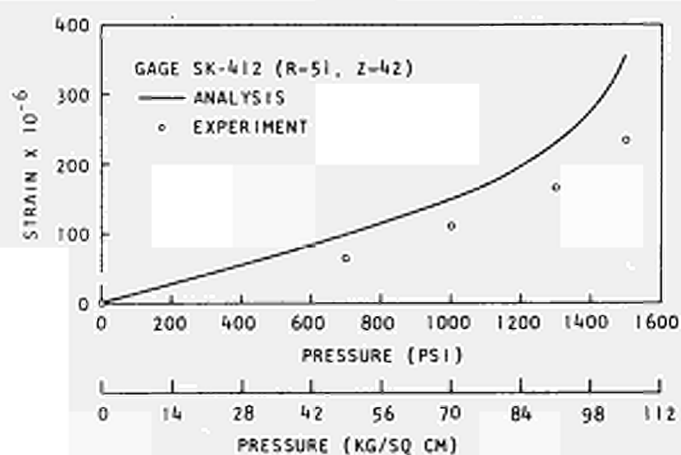
A simplified ultimate load analysis, using a modified beam-on-elastic foundation approach, was also developed at GGA (Ref. 9) for use on long cylinder-type vessel walls. The observed model radial deflection at midplane is shown with predictions up to 1500 psig (105.5 kg/sq cm) in Fig. 16. The ultimate load analysis procedure generates pressure-deflection relationships assuming different vessel stiffnesses as functions of the degree of concrete cracking and material strain. The results are represented by prediction lines 1 through 4, Fig. 16. The results obtained during the overpressure test series to a maximum pressure of 1500 psig



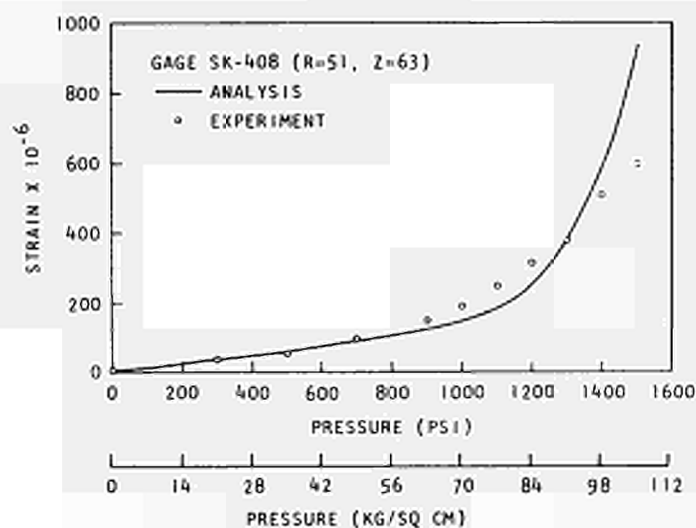
(a)



(b)

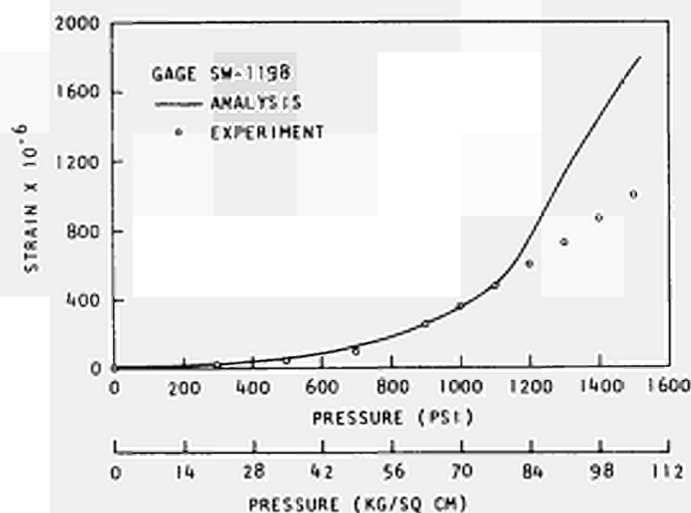


(c)

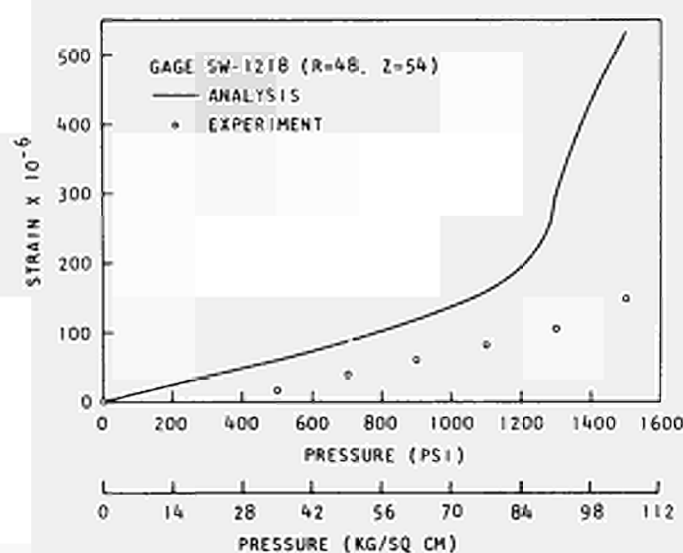


(d)

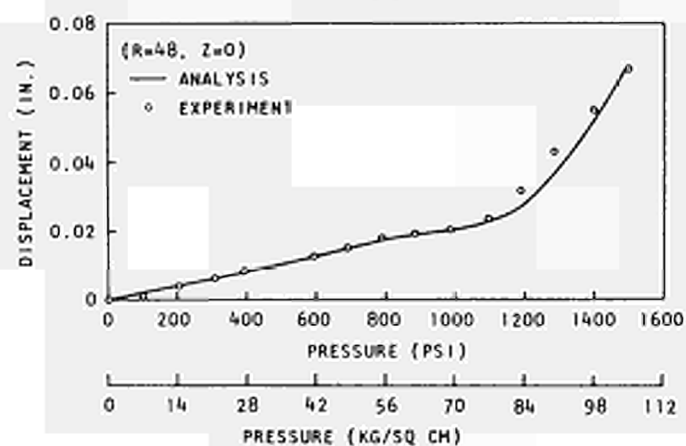
Fig. 14. Concrete strain - 1500 psi (105.5 kg/sq cm) overpressure test: (a) circumferential at inner midplane; (b) axial at exterior midplane; (c) axial at haunch, Z at 42; and (d) axial at haunch, Z at 63



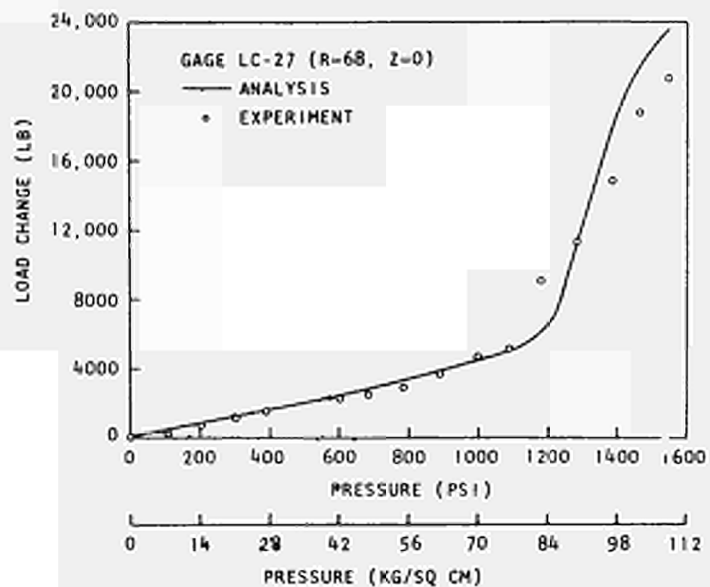
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 15. Concrete strain, displacement, and load, 1500 psi (105.5 kg/sq cm) overpressure test: (a) circumferential strain, inside liner face near midplane; (b) circumferential strain, inside liner face near haunch; (c) radial displacement, inner midplane; and (d) circumferential prestress load change at midplane

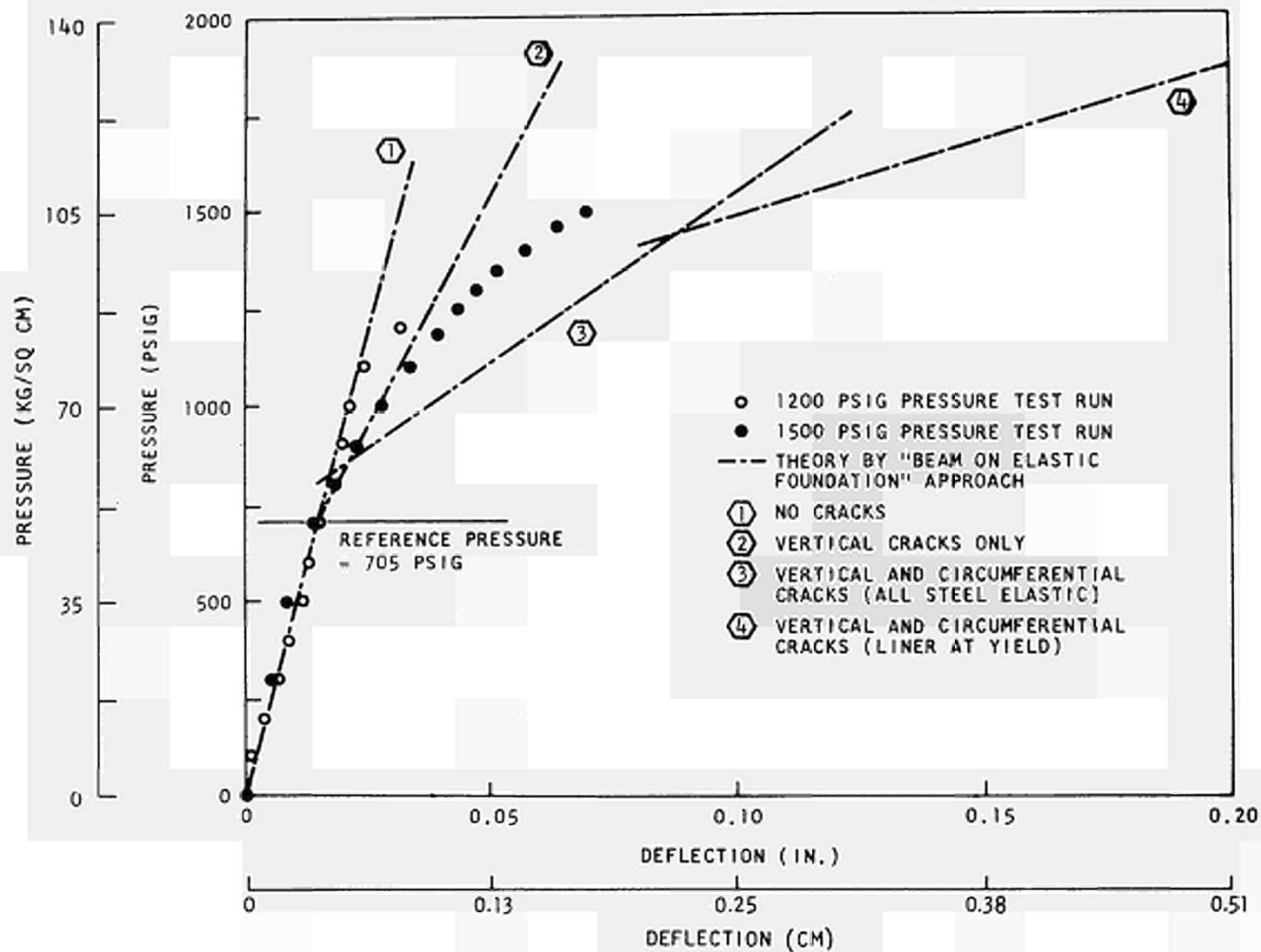


Fig. 16. Expected radial midplane deflection for model at overpressure tests

(105.5 kg/sq cm) are reasonably well bounded by the prediction lines. During the overpressure tests to a maximum vessel pressure of 1200 psig (84.4 kg/sq cm), the observed deflections were bounded by prediction lines 1 and 2; further overpressures beyond 1200 psig (84.4 kg/sq cm) caused full cracking in the vertical and circumferential directions, such that during the 1500 psig (105.5 kg/sq cm) test run the deflection curve shifted and fell within the bounds of prediction lines 2 and 3.

#### SUMMARY

From the data presented in Refs. 2, 4, and 5 and briefly summarized here, it appears that the tests performed on the small PCRV demonstrated that the construction, instrumentation, and analysis methods used were quite adequate. A vessel with predictable behavior resulted. One may conclude that the general behavior of a pressure vessel subjected to pressure loads and temperature can be predicted with reasonable accuracy.

## CONCLUSIONS

The extensive model testing program conducted in support of the first U.S. PCRVR has provided a reasonably accurate demonstration that such a vessel responds predictably to service and abnormal loads. In addition, the effects of prestress, pressure, and temperature were predicted with reasonably accuracy.

The design performance requirements - which included residual compression at RP, distribution of concrete cracks, elastic response to pressure, and predictability of overpressure response - were satisfied. Although a complete structural failure test of the model was not performed, it was demonstrated that the specified failure mode was starting (horizontal wall cracking at haunch and midplane), and the specified overpressure level of 2.1 RP could be attained without major structural distress.

The model objectives related to construction, short-term response to loads, concrete moisture loss rate, pressure cycle effects, vessel concrete creep, gross gas leakage, and overpressure were all met, thereby demonstrating that the design, construction, instrumentation, and evaluation and analysis methods used were quite adequate for use on larger similar vessels.



REFERENCES

1. "Prestressed Concrete Reactor Vessel Model 1," USAEC Report GA-7097 with Supplement, General Dynamics, General Atomic Division, 1966.
2. "Prestressed Concrete Reactor Vessel Model 2," USAEC Report GA-7150, General Dynamics, General Atomic Division, 1966.
3. Rockenhauser, W., T. E. Northup, and R. O. Marsh, "Pressure Test and Evaluation of a Model Pressure Vessel," Institution of Civil Engineers Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels, March 13-17, 1967, Group F, Paper 38, London, 1968.
4. Northup, T. E., and F. S. Ople, Jr., "Effects of Temperature on a Prestressed Concrete Reactor Vessel Model," American Concrete Institute Symposium on Effects of Temperature on Concrete Proceedings, November 3-8, 1968, Memphis, Tenn. (Paper CONF-681109-1).
5. Rashid, Y. R., F. S. Ople, and Ty. Y. Chang, "Comparison of Experimental Results with Response Analysis for a Model of a Pressure Vessel," British Nuclear Energy Society International Symposium on Model Techniques for Prestressed Concrete Pressure Vessels Proceedings, July 10-11, 1969 London (Paper CONF-690701-1).
6. Rashid, Y. R., "Analysis of Axisymmetric Composite Structures by the Finite Element Method," Nucl. Eng. Des. 3, 163 (1966).
7. De Arriaga, F. J., and Y. R. Rashid, "SAFE-CREEP, A Computer Program for the Viscoelastic Analysis of Axisymmetric and Plane Concrete Structures. A User's Manual," USAEC Report GA-8111, General Dynamics, General Atomic Division, 1967.
8. Rashid, Y. R., "Ultimate Strength Analysis of Prestressed Concrete Pressure Vessels," Nucl. Eng. Des. 7, 334 (1968).
9. Koerner, R. J., "A Simplified Overpressure Analysis of the Walls of a Cylindrical Prestressed Concrete Pressure Vessel," USAEC Report GA-8222, Gulf General Atomic Incorporated, November 12, 1968.

CAISSONS POUR REACTEURS A EAU ET A GAZ

J.P. ARATHOON et A. PEUCHMAUR

Société pour l'Industrie Atomique, Paris

N° 20

## 1 INTRODUCTION

Les réacteurs nucléaires destinés à la production d'énergie deviennent de plus en plus gros, la taille des réacteurs étudiés et réalisés en ce moment est couramment de 600 MWe. A ce gigantisme s'ajoute le choix de l'intégration du circuit primaire pour imposer une enveloppe sous pression de grandes dimensions. La compétition entre l'acier et le béton comme matériau de base reste ouverte.

En préparant plusieurs projets de réacteurs nous avons été amenés à développer l'étude préliminaire de caissons sous pression en béton précontraint. Pourquoi le béton ? Parce que les réalisations tant françaises que britanniques nous ont appris que la conception et la construction d'un caisson en béton de taille imposante ne se heurtait à aucune difficulté fondamentale, alors qu'il semble que les Sociétés de Constructions métalliques ne soient pas encore très sûrs de réaliser des cuves en acier de mêmes dimensions sans difficultés. En fait, nous avons suivi un raisonnement intuitif correspondant à une constatation sur l'état de la technologie à un moment donné, à savoir qu'il existe une limite technologique, momentanée sans doute et mal définie, pour les cuves en acier et que pour les gros réacteurs on se trouve au delà de la limite ; alors que la limite pour le béton apparaît comme beaucoup plus lointaine.

## 2 REACTEURS A EAU

### 2.1 SUJETIONS ET CONDITIONS IMPOSEES AU CAISSON

Les réacteurs à eau fonctionnent à une pression relativement élevée et nos études ont porté sur un caisson à 125 bars. L'ensemble coeur-échangeurs est relativement concentré, comparé à un réacteur à gaz ; la cavité intérieure du caisson mesure 10,30 m de diamètre. Le projet pour lequel le caisson a été étudié est celui d'un réacteur à eau lourde bouillante comportant un circuit primaire d'eau lourde et un circuit secondaire d'eau légère ; les échangeurs de chaleur sont logés dans la même enceinte sous pression que le coeur. A la suite de certains incidents les maîtres d'oeuvre demandent que les échangeurs soient remplaçables : la disposition de ceux-ci autour du coeur, leur nombre et la place disponible dans le caisson n'ont permis d'adopter ni la solution du trou individuel par échangeur ni celle du trou banalisé servant aussi à la machine de manutention du combustible, il n'est resté que la solution du fond démontable.

Cet objectif peut être atteint de deux façons :

- par un couvercle pouvant être désolidarisé du reste du caisson qui se présente comme une structure ouverte recevant la réaction du couvercle,
- ou bien, par une disposition du fond telle qu'il soit séparable du reste du caisson, mais telle qu'en service, le caisson forme un ensemble monolithe avec le couvercle.

Le projet a été présenté avec cette deuxième disposition. En effet, l'ouverture du caisson est un événement exceptionnel si la machine de manutention est intégrée. Cette disposition a été retenue parce qu'elle paraît plus sûre et comme correspondant à un type de structure éprouvé.

### 2.2.1 Description de la solution

Le caisson a été étudié en collaboration avec la Société Générale d'Entreprises. Il comprend un fût cylindrique d'axe vertical d'épaisseur constante égale à 5,25 m avec trois nervures pour le croisement des câbles de précontrainte (planche 1).

Les fonds inférieur et supérieur sont des dalles planes de 6 m d'épaisseur raccordées au fût par des goussets tronconiques.

La précontrainte utilise des procédés classiques, en l'occurrence des câbles multifils BBRV enfilés dans des gaines noyées dans le béton. Il y a deux familles de câbles : les cerces et les câbles longitudinaux. Les dalles sont précontraintes par des cerces.

### 2.2.2 Conception du démontage

Le caisson forme donc un ensemble monolithe mais la dalle supérieure peut être séparée du fût. Cette dalle forme un tout ; la conception de la dalle composée d'un bouchon central et de blocs périphériques a été abandonnée en cours d'étude.

La surface de séparation entre la dalle et le fût est rendue rugueuse ; elle est constituée par un coffrage métallique sur lequel sont soudés des goujons, et l'espace est rempli de mortier injecté. Tout l'espace n'est pas rempli, on place en effet des vérins plats en quantité suffisante pour vaincre la résistance à la traction du mortier le jour où l'on veut démonter le fond.

Les opérations de démontage sont alors les suivantes :

- rupture du joint entre le fût et la dalle par mise en pression des vérins noyés,
- soulèvement de la dalle, mise en place de rouleurs et de chemin de roulement,
- ripage et stockage de la dalle ; il est, en effet, impossible d'avoir un engin de levage économique capable de soulever 5 000 tonnes,
- démolition du mortier et nettoyage de la surface du joint.

Les opérations de réassemblage se font dans l'ordre inverse.

Le revêtement d'étanchéité et le calorifuge du caisson ne présentent aucune solution de continuité au droit de la coupure : il faut découper la tôle de revêtement et démolir la structure calorifuge au moment de l'ouverture ; il faut les reconstituer à la fermeture.

### 2.2.3 Qualités et contraintes du béton

L'analyse des contraintes dans les parois a été faite en géométrie de révolution à l'aide d'un programme thermoélastique à deux dimensions.

Les valeurs des contraintes se trouvent à l'intérieur d'un domaine déduit

du domaine de sécurité défini par Monsieur CAQUOT par une homothétie de rapport 0,45.

Le béton du caisson est de très haute qualité, sa résistance à la compression à 28 jours est de 600 bars.

#### 2.2.4 Revêtement d'étanchéité et calorifuge

L'ouverture du fond supérieur ne modifie pas la conception de la peau et du calorifuge au droit du joint, il suffit de mettre en oeuvre quelques dispositions particulières sur les tubes de refroidissement et les mappes de calorifuge en particulier pour faciliter le démontage.

Le revêtement est de type classique, déjà construit pour les caissons EdF de Saint Laurent et Bugey.

Le calorifuge, par contre, a posé de nombreux problèmes qui font l'objet d'une communication spéciale.

#### 2.2.5 Critique de la solution retenue

La complication des opérations d'ouverture et de fermeture, en particulier le relâchement des câbles et la démolition du mortier du joint et leur durée estimée à deux mois pour l'ensemble des deux opérations ont comme conséquence que cette conception ne pouvait être retenue que pour un réacteur dans l'enceinte duquel on peut avoir à intervenir, mais pour lequel cette opération est exceptionnelle ; en fait, on organise la dalle supérieure pour pouvoir l'enlever et la remettre en place facilement. Une telle solution ne peut être retenue pour un réacteur à eau légère où la cadence d'ouverture est annuelle pour le changement du combustible.

Les bouchons en béton facilement démontables proposés jusqu'à ce jour sont composés de plusieurs éléments appliqués par la pression. L'ouverture ne nécessite que la mise hors pression de l'enceinte, il n'est pas nécessaire de relâcher la précontrainte. L'inconvénient de cette solution est de nécessiter un mouvement axial du bouchon, et de plus le cylindre augmente de rayon sous l'effet de la pression alors que la déformation de la dalle du fond est négligeable. Le revêtement étanche et le calorifuge doivent suivre ces mouvements, cela enlève beaucoup à la fiabilité du raccordement du revêtement entre le fond et le fût du cylindre.

#### 2.3.1 Recherche d'une autre solution

Les améliorations à apporter à la bouchure sont à chercher dans deux voies pour obtenir une ouverture relativement rapide, acceptable pour un réacteur à eau légère. Un choix préliminaire consiste à abandonner le caisson monolithique et à retrouver la conception de la cuve métallique et de son couvercle. Il reste ensuite à trouver :

- d'une part, une forme telle que ses déformations soient conformes à celles du fût, ceci pour assurer une bonne tenue du joint, et,

- d'autre part, un mode de fixation supprimant le mouvement du bouchon lors de sa mise en précontrainte et dont le relâchement ne se répercute pas sur l'ensemble de la structure.

Deux formes ont paru intéressantes, un anneau tronconique en béton fermé par une coupole métallique de petite dimension, d'une part, et une coupole en béton précontraint, d'autre part.

Deux modes de fixation également ont été examinés :

- un ensemble de vérins à plateaux mettant le couvercle en précontrainte à vide en prenant appui sur la partie supérieure du fût,
- une fixation plus mécanique et plus classique composée d'une couronne de boulons.

### 2.3.2 Description du caisson à couvercle en béton

Finalement, la solution imaginée en variante se compose d'une coupole sphérique retenue par une couronne de boulons. Bien que cette solution n'ait pas encore fait l'objet d'étude et d'essais approfondis, il nous a paru intéressant de la présenter ici succinctement car elle cumule la majeure partie des avantages des solutions connues sans en garder tous les inconvénients.

Le couvercle lui-même est en béton précontraint ; il est raccordé au caisson par un anneau métallique de forme tronconique qui est la principale originalité du système (planche 2).

En effet, la précontrainte de la coupole est réalisée par des câbles placés dans toute l'épaisseur. Ces câbles sont disposés suivant un réseau régulier et groupés en deux ou trois familles. Ils sont ancrés sur l'anneau métallique solidaire de la coupole.

Cet anneau se compose de deux tôles d'acier reliées par des entretoises radiales (planche 3). Le point important est que cette structure métallique est dimensionnée de telle façon qu'elle se déforme comme le ferait le béton qu'elle remplace, et cela tout en permettant l'accès aux boulons de fixation au fût du caisson. L'ensemble constitué par le caisson proprement dit et son couvercle se comporte comme une structure monolithe puisque les déformations des deux parties sont conformes. Sur la planche 3, on a représenté des solutions types pour la réalisation de la continuité de l'étanchéité au droit de la coupure.

Il est à noter que la coupole est précontrainte avant que l'anneau métallique ne soit terminé ; ce qui présente deux avantages : la déformation de précontrainte est peu gênée et, comme la tôle, côté caisson, n'est pas en place, on dispose d'un espace suffisant pour les vérins de mise en tension des câbles.

L'étude sommaire que nous avons faite permet de dire que la réalisation de l'anneau et de la coupole ne présenterait pas de difficulté.

On dispose ainsi d'un caisson en béton, à couvercle démontable, dont le comportement mécanique et le démontage sont analogues à ceux des caissons métalliques actuellement en service.

## 2.4.0 Conclusion sur les caissons pour réacteurs à eau

De nombreuses études sur les caissons en béton pour réacteurs à eau ont été faites dans plusieurs pays : France, Etats Unis, Allemagne, Suède... Et pourtant une récente enquête nous apprend qu'il n'y a pas de réacteur à eau en cours de construction dont l'enceinte primaire soit en béton. Pour le moment, il semble donc que les caissons en béton ne soient utilisés que pour les réacteurs à gaz ; ceci sans doute en attendant la mise au point de deux composants : le fond démontable et le calorifuge baignant dans l'eau.

## 3 REACTEURS A GAZ

### 3.1 SUJETIONS ET CONDITIONS IMPOSEES AU CAISSON

La pression des réacteurs à gaz n'a fait que croître depuis 15 bars pour les réacteurs de Marcoule jusqu'à 57 bars, qui est la pression du projet que nous avons étudié. Comme pour les réacteurs à eau la tendance a été de venir à l'intégration ; les sujétions dues à cette disposition se sont compliquées puisque les maîtres d'oeuvre demandent maintenant que les échangeurs soient facilement remplaçables.

Mentionnons simplement nos études sur les caissons de Vandellos et de Fessenheim où l'échangeur est constitué de petits échangeurs élémentaires manutentionnables à l'intérieur du caisson constituant l'enceinte du circuit primaire, échangeurs, qui peuvent être sortis par un trou banalisé de dimensions relativement réduites, comparées aux dimensions du caisson lui-même.

Pour des réacteurs à gaz à haute température nous avons déjà été chargés d'étudier deux sortes de caissons, à savoir, un caisson pour l'association THTR et un autre pour l'association DRAGON. Ce qui différencie essentiellement ces deux caissons c'est la disposition des échangeurs. En effet, si dans les deux projets le circuit primaire est intégré, dans un cas, à savoir THTR, les échangeurs se trouvent dans la même cavité de l'enceinte principale que le coeur, alors que dans le caisson DRAGON les échangeurs sont logés dans la paroi du caisson en béton.

Nous n'avons étudié que le caisson, l'étude du projet complet n'était pas de notre ressort ; ce qui fait que la comparaison portait sur des réacteurs différents. La pression du circuit primaire, pression de calcul, était de 41 bars dans le projet THTR et 47,5 bars dans le projet DRAGON ; de même la puissance du réacteur était différente. Dans ces conditions, la comparaison n'a pas beaucoup de valeur, c'est pourquoi nous l'avons reprise et en la faisant porter cette fois-ci sur un réacteur de mêmes caractéristiques dans les deux cas : le coeur et les échangeurs, la pression de calcul (57 bars) sont identiques.

### 3.2 DESCRIPTION DE LA SOLUTION A CAVITE UNIQUE

Dans cette solution, le coeur et les échangeurs sont logés dans un caisson ne comprenant qu'une cavité qui a 16,90 m de diamètre intérieur et 18,45 m de haut. Les échangeurs sont au nombre de six et au droit de chacun d'eux, on trouve dans la dalle supérieure un trou de 2,60 m de diamètre qui permet de sortir l'échangeur pour le remplacer complètement. Le caisson conçu pour ce projet est des plus classiques ; les parois du fût ont une épaisseur

de 6,20 m et les dalles tant supérieure qu'inférieure une épaisseur de 7,50 m. La précontrainte est assurée par des câbles de grande puissance en l'espèce dans le projet des câbles BBR composés de 175 fils de 7 mm et groupés en deux familles, les cerces d'une part et les câbles longitudinaux d'autre part. En effet, les dalles sont traversées de fourreaux disposés suivant des écartements relativement réduits et pas toujours concordants, les câbles transversaux ne peuvent suivre que des chemins très tortueux, ce qui ne facilite par leur implantation. En fait, l'épaisseur de la dalle est imposée par sa résistance au cisaillement entre les trous ménagés pour les échangeurs.

Le caisson a d'abord été dimensionné à l'aide d'une méthode de calcul simple dans laquelle la structure est décomposée en un cylindre, deux dalles et deux ceintures. Le niveau exact des contraintes a été vérifié à l'aide d'un programme de calcul utilisant la méthode des éléments finis. Les cas de charge habituels ont été pris en compte et le niveau des contraintes est acceptable. En effet, on trouve une compression maximum de 165 bars à la jonction de la dalle et du fût dans le cas du caisson dégonflé et chaud ; la compression maximum est de 120 bars pour la précontrainte seule et, pour le caisson essayé à froid à la pression de calcul, on trouve une traction de 10 bars dans une maille à la jonction de la dalle supérieure et du fût. Il faut préciser que le raccordement entre le fût et les dalles est réalisé par un gousset torique de 50 cm de rayon.

### 3.3.1 Description de la solution à puits

Dans cette solution, le caisson comprend une cavité principale de 10 m de diamètre et 19,45 m de haut qui contient le coeur du réacteur et six puits d'échangeur de 3,40 m de diamètre disposés dans les parois, ces puits sont moins hauts que la cavité principale. Des conduits, haut et bas, assurent la liaison entre la cavité principale et les puits d'échangeur pour le passage du gaz chaud et le retour du gaz froid.

Le caisson est de forme assez compliquée (planche 4). Il comprend de bas en haut, une dalle inférieure de 5 m d'épaisseur enchassée dans un fût épais comprenant les puits d'échangeur. Ce fût est suivi d'un fût de faible épaisseur (3,10 m) qui assure la liaison avec la dalle supérieure de 4 m d'épaisseur. Comme pour le caisson à cavité unique, la précontrainte est réalisée par des câbles de grande puissance disposés en trois familles, à savoir : les cerces (fût épais, fût mince, dalle inférieure), des câbles longitudinaux dans le fût et des câbles transversaux dans la dalle supérieure. La disparition des grandes traversées d'échangeurs de la dalle supérieure permet en effet de placer des câbles transversaux ; il n'en est pas de même pour la dalle inférieure.

### 3.3.2 Etude de la section plane

Dans la conception initiale du caisson de type DRAGON, les cerces du fût se trouvaient entièrement à l'extérieur des puits des échangeurs. Il nous a semblé qu'il y ait là une économie possible et le tracé des cerces retenu pour notre solution se trouve tantôt à l'extérieur des puits d'échangeur, tantôt entre ceux-ci et la cavité principale (planche 5).

La section plane a été étudiée comme une tranche mince d'un cylindre



infini à l'aide du même programme de calculs utilisant la méthode des éléments finis. Le but de cette étude est de connaître la répartition des contraintes dans la section plane, d'adapter au mieux le tracé de la précontrainte et de trouver une section équivalente permettant de traiter le calcul de l'ensemble de la structure en symétrie de révolution cylindrique.

Il semble que le meilleur tracé de précontrainte soit celui où la partie extérieure des cerces entoure au mieux le puits des échangeurs. Ce tracé impose soit un rayon de courbure un peu plus faible que celui qui est préconisé par les règlements, soit augmente le volume des têtes de croisement des câbles. Les résultats obtenus montrent cependant que la solution est acceptable et que le niveau des contraintes est correct. On retrouve, bien entendu, la concentration de contraintes autour du puits des échangeurs. On trouve également des courbes d'égale valeur de contraintes qui sont des cercles concentriques à cavité principale tout au moins dans la partie située entre celle-ci et les puits des échangeurs. C'est finalement dans les zones qui jouxtent circonférentiellement les puits d'échangeurs que la répartition des contraintes s'éloignent le plus d'une répartition cylindrique.

Le choix de la section équivalente pouvait se faire en choisissant une section de même surface pleine ou une section de même inertie. Il est apparu que la section de même inertie avait une surface largement supérieure à celle de la section pleine et finalement, on a défini la section équivalente à partir de celle donnant la même valeur à l'accroissement du rayon sur la paroi interne pour les deux cas de charge élémentaires : précontrainte - pression. Finalement, la section équivalente a 6,50 m d'épaisseur, c'est-à-dire l'épaisseur correspondant à l'épaisseur minimum de la section plane. La précontrainte a été conservée mais la pression a été majorée de près de 20 % pour obtenir des déformations égales.

### 3.3.3 Etude de la section méridienne

La section méridienne étudiée par le calcul se compose d'une dalle inférieure, d'un fût épais de 6,50 m d'épaisseur surmonté d'un fût plus mince de 3,10 m d'épaisseur et enfin de la dalle supérieure.

Comme il a été dit ci-dessus la pression appliquée le long du fût épais a été majorée de 20 %. Le tableau ci-dessous montre la concordance entre la section plane du cylindre infini et la section méridienne équivalente.

	d	R	i	CONTRAINTES TANGENTIELLES			
				Parement externe	Parement interne		
	Précon-	Pression	Précon-	Pression	Précon-	Pression	
	traint	:	traint	:	traint	:	
Section plane	3,4 mm	2,35mm	85 bars	33 bars	150 bars	85 bars	
Section méridienne:							
milieu du fût	3,2 mm	2,2 mm	82 bars	32 bars	148 bars	83 bars	

On voit ainsi qu'il y a une bonne concordance et qu'on peut faire état de l'ensemble des résultats de la section méridienne. Ceux-ci montrent que le caisson est toujours comprimé, même à la jonction du fût et des dalles au cours de l'essai à froid.

### 3.4 REVETEMENT D'ÉTANCHEITE ET PROTECTION THERMIQUE

Le revêtement d'étanchéité et le calorifuge sont identiques pour les deux caissons.

Le revêtement est une peau métallique en acier doux ancrée dans le béton et refroidie par une circulation d'eau. La conception de cette peau est similaire à celle des caissons déjà construits en France.

Pour le calorifuge par contre nous sommes moins avancés. En effet, la température du gaz chaud est de  $700^{\circ}\text{C}$  et ce gaz est de l'hélium. D'après les renseignements que nous avons pu recueillir auprès des fabricants de calorifuge, seuls les calorifuges métalliques ont été éprouvés en atmosphère d'hélium et à des températures élevées.

Le calorifuge représente une part importante du prix du caisson et les calculs économiques montrent qu'il y a intérêt à en réduire l'épaisseur, quitte à perdre plus de calories, dans la mesure toutefois où les contraintes thermiques ne sont pas gênantes pour le caisson. En conséquence, les tubes de refroidissement sont soudés sur la peau et leur écartement est de 10 cm. De plus les calculs en régime établi ont été faits en supposant que tous les tubes élémentaires étaient en service ; cependant ces tubes sont groupés en deux réseaux indépendants pour le refroidissement du caisson au cours de l'arrêt du réacteur si l'un des réseaux subissait une avarie. Dans ces conditions le flux de chaleur admissible à travers le calorifuge est de  $4,5\text{ kW/m}^2$  et le flux évacuable par l'ensemble des circuits de refroidissement est de  $6\text{ kW/m}^2$  tandis que le gradient de température dans les parois du caisson est de  $25^{\circ}\text{C}$ .

### 3.5 COMPARAISON ECONOMIQUE

La base est le caisson à cavité unique ; on trouve que le volume de béton du caisson à puits est égal à 56 %, que la surface calorifugée est majorée de 45 % et que le poids du revêtement est inchangé ; le volume du caisson type DRAGON (puits et cerces entièrement à l'extérieur) est égal à 62 %.

La comparaison a été faite à partir des prix élémentaires et en réduisant le délai de construction, réduction proportionnellement moins importante que celle du volume de béton pour tenir compte des sujétions supplémentaires apportées par l'érection des puits d'échangeurs.

Le caisson à puits dans la paroi est moins cher que celui à cavité unique. Une analyse plus poussée montre que le prix de la peau étanche ne varie pratiquement pas d'un caisson à l'autre : il y a compensation entre l'augmentation de surface de revêtement courant et la suppression des traversées des dalles pour les échangeurs. Ces traversées sont en effet assez monstrueuses si l'on veut remplacer par l'acier le béton manquant. Il est alors possible

qu'un caisson à douze puits et peut-être même à huit ne soit pas moins cher qu'un caisson à cavité unique, la surface de revêtement des puits augmentant et le poids des traversées des dalles ne changeant pas.

Il ne reste donc que la variation sur le prix du calorifuge pour augmenter le prix du caisson à puits dans la paroi ; or le calorifuge en atmosphère d'hélium n'est pas encore bien connu et il se trouve dans un état tel qu'on peut en attendre des améliorations.

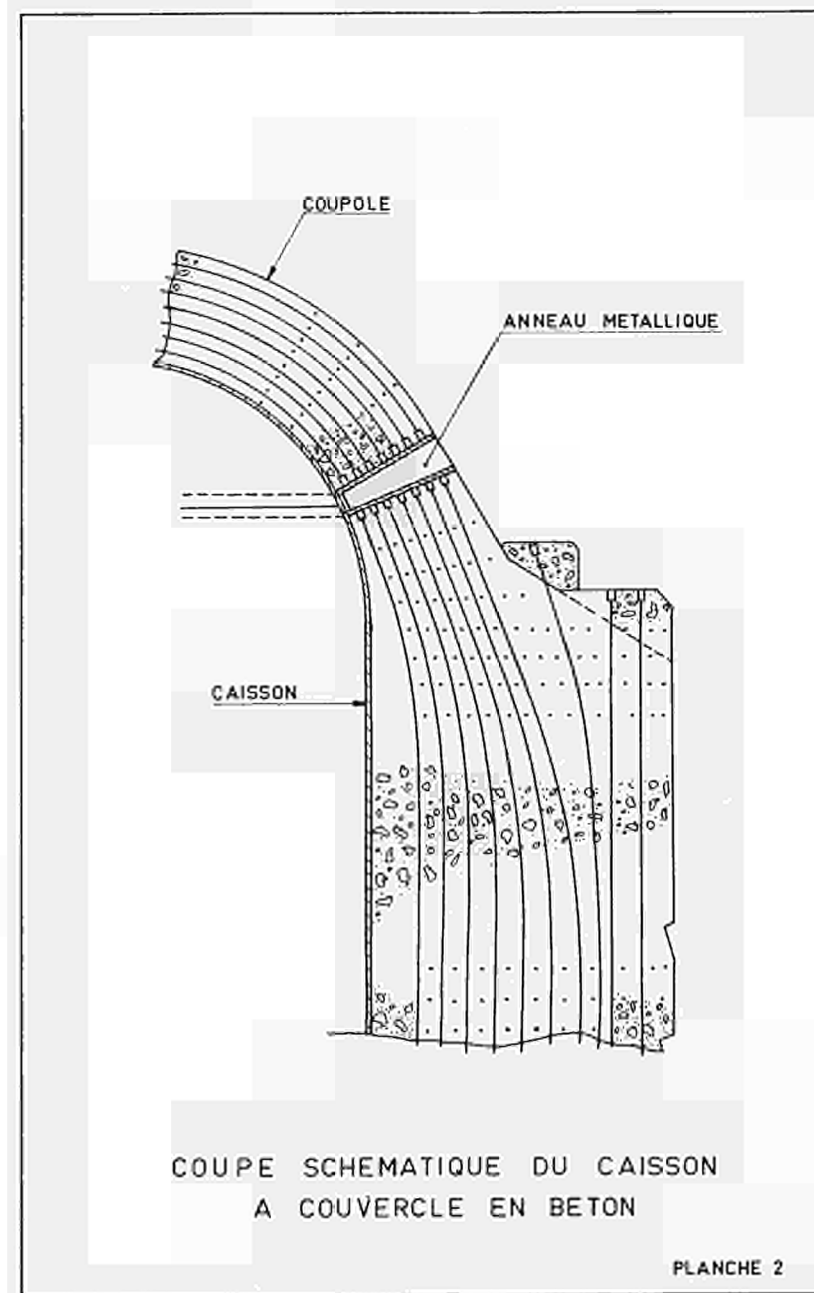
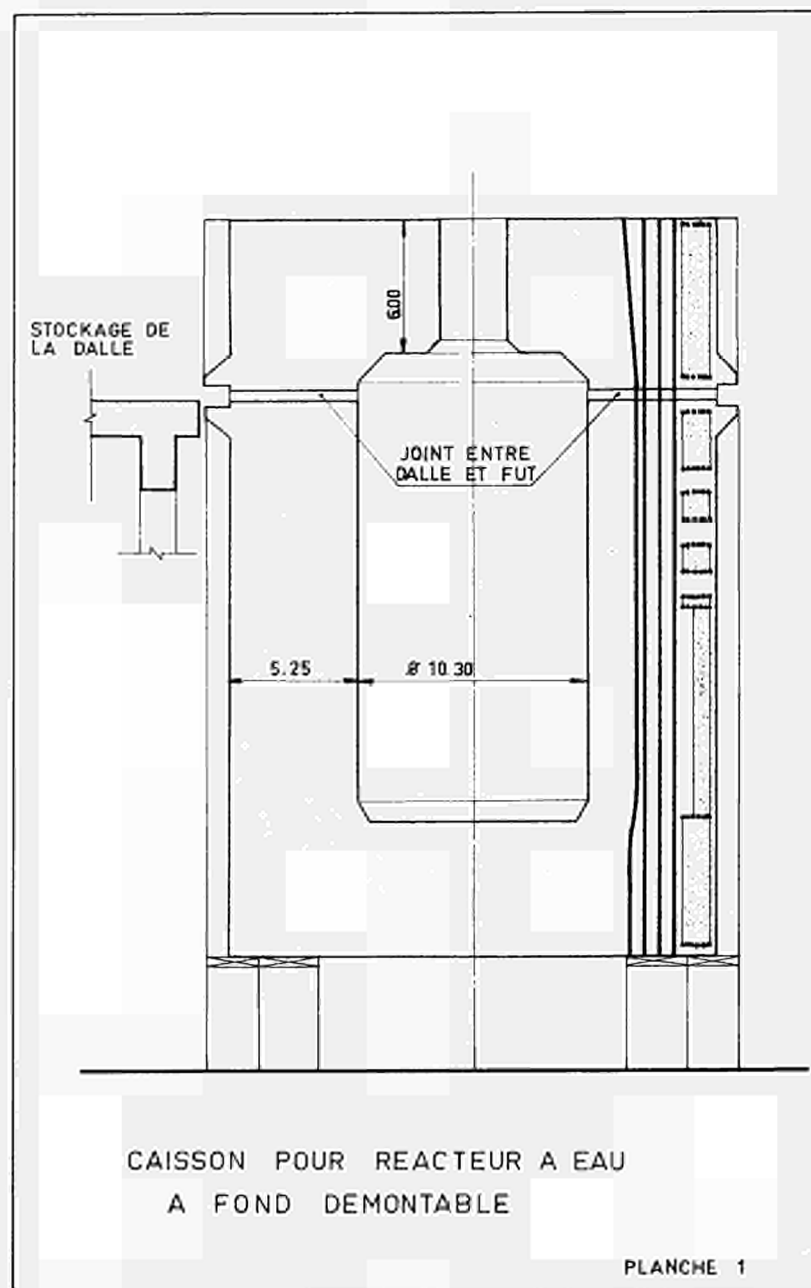
Ce bilan économique correspond à un état de marché donné et à un projet bien déterminé.

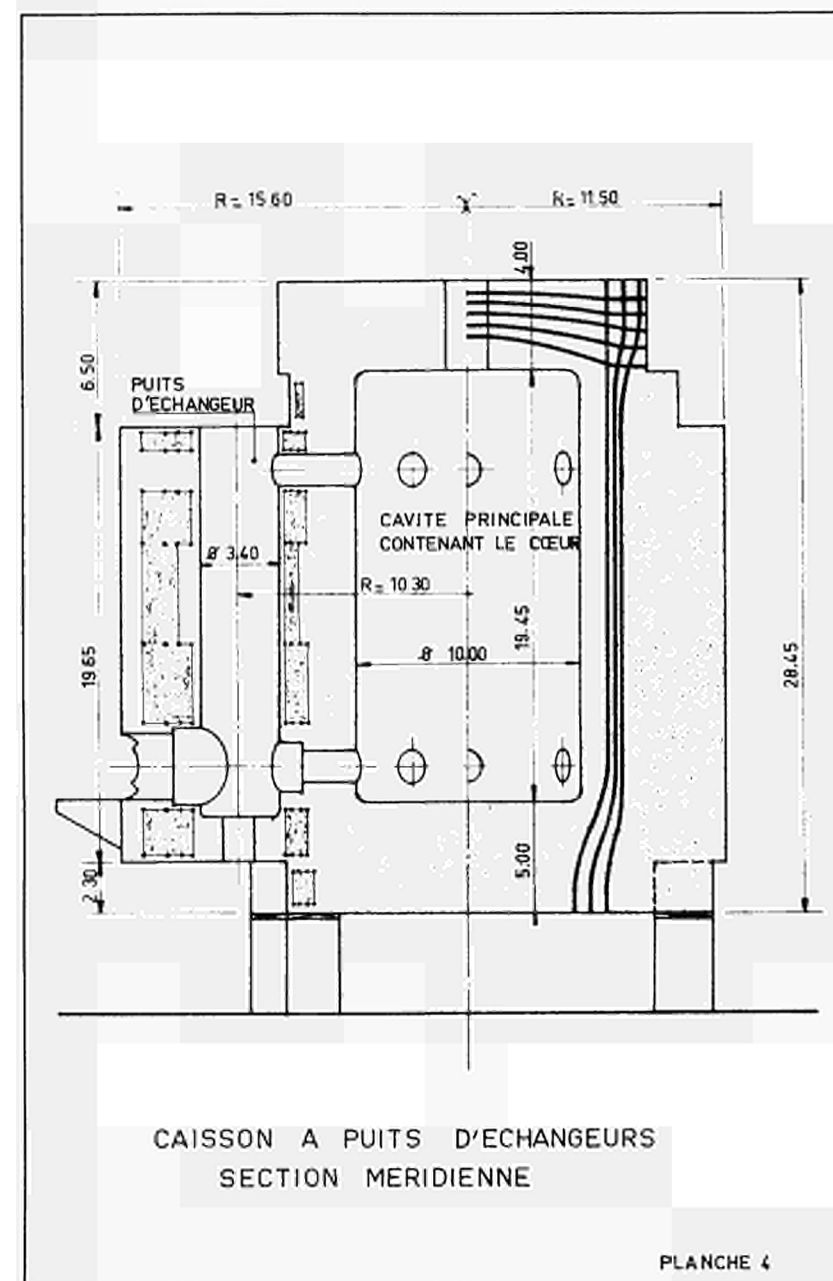
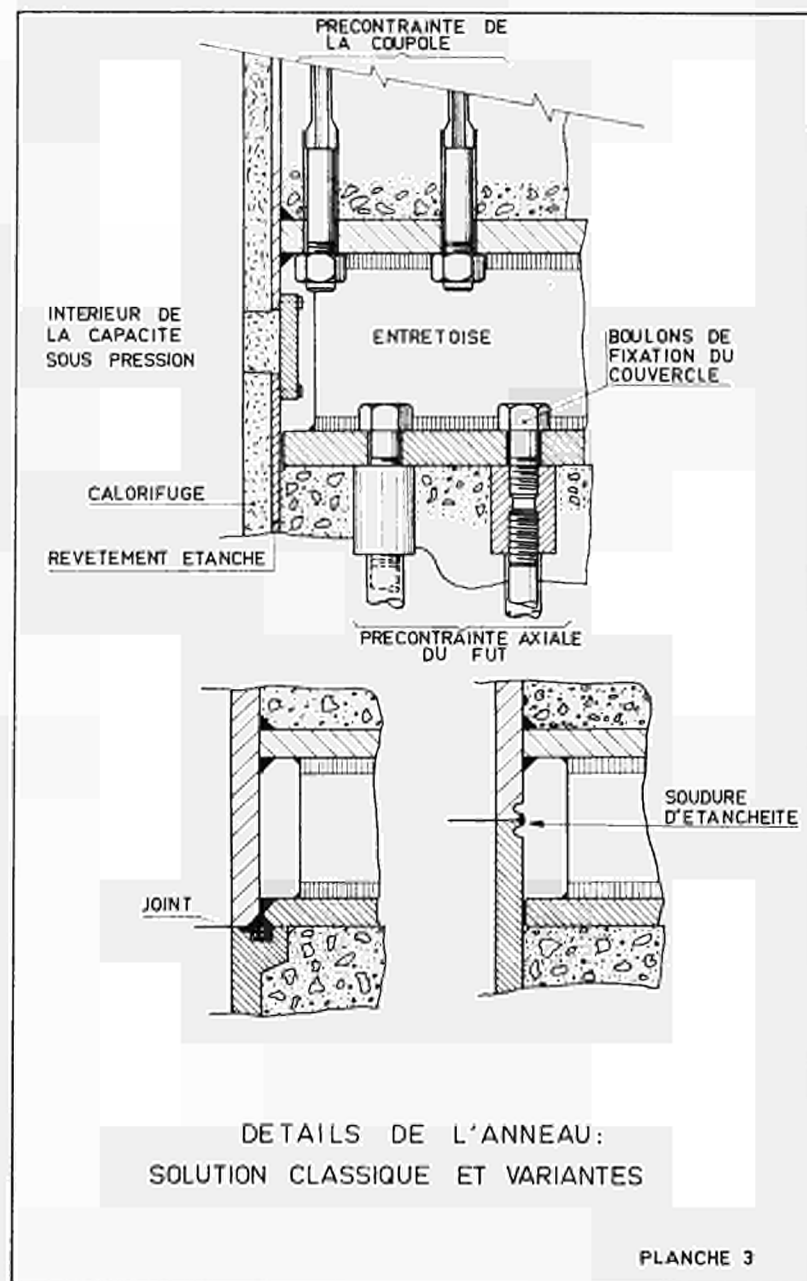
### 3.6 CONCLUSION SUR LES CAISSONS POUR REACTEURS A GAZ

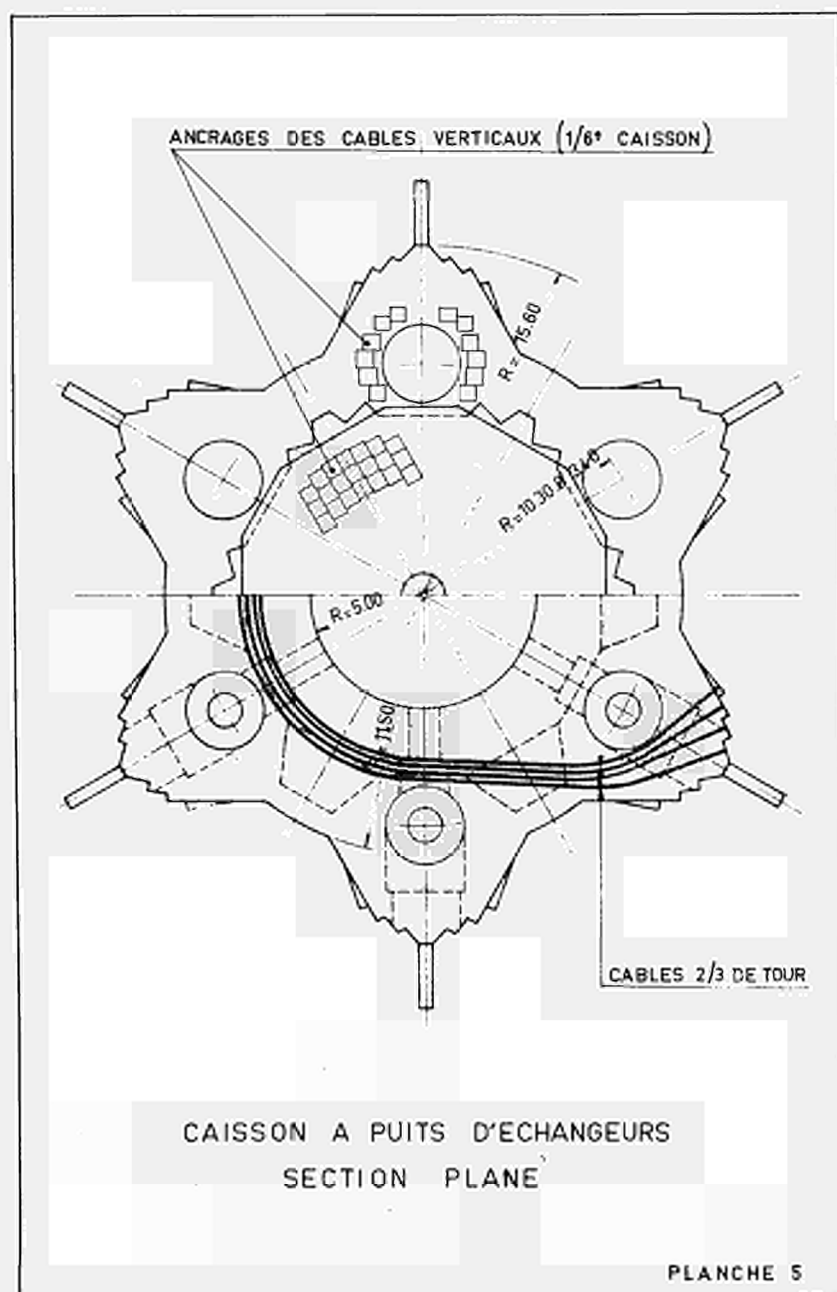
Les réacteurs à gaz continueront à se développer par l'intermédiaire de la filière à haute température. Les caissons en béton se trouvent être à l'heure actuelle la meilleure solution pour constituer leur enceinte sous pression.

Des études et essais de développement devraient être poursuivis

- sur le caisson à puits qui est une solution économique,
- sur le calorifuge dont les propriétés sont surtout connues en atmosphère de gaz carbonique.









CAISONS EN BETON PRECONTRAIT POUR B.W.R.

J.P. MEROT et M. LANGUILLE

Société d'Etudes et d'Equipements d'Entreprises, Paris

N° 21



Dans le cadre des études que nous avons menées pour le compte d'EURATOM, concernant l'adaptation du béton précontraint au réacteur à eau légère bouillante, nous avons eu le plaisir, au cours de l'année 1968, d'effectuer une première ébauche de la comparaison entre deux centrales pour B.W.R., l'une étant équipée d'un caisson et d'une enceinte de sécurité en acier, l'autre étant équipée de ces mêmes éléments en béton précontraint.

Pour rester dans un cadre européen, l'unité de puissance choisie était de 600 MWe.

Notre mission consistait, d'une part, à effectuer le dimensionnement et évaluer le coût du caisson et des annexes de la solution en béton précontraint et, d'autre part, à réunir les renseignements équivalents de la solution métallique, de façon à établir la comparaison demandée.

Pour mener à bien notre tâche, nous avons reçu la collaboration de la Firme Allemande A.E.G. et de la Société Française ALSTHOM (Division NEYRPIC)

Le groupe A.E.G. - TELEFUNKEN, ayant actuellement la commande d'une centrale de 612 MWe à WURGASSEN, disposait des éléments nécessaires à l'évaluation de la solution métallique et était en mesure de faire l'adaptation des données techniques conditionnant le dimensionnement du caisson précontraint.

Les Etablissements NEYRPIC, par ailleurs, se sont consacrés à l'étude des éléments métalliques du caisson en béton.

Dans cet exposé, nous nous attacherons plus spécialement à la description des structures que nous avons étudiées : caisson et enceinte de sécurité en béton précontraint. Nous évoquerons, en outre, les principaux résultats de la comparaison.

## PREMIERE PARTIE

### DESCRIPTION DES STRUCTURES DE LA SOLUTION PRECONTRAINT

#### I - LE CAISSON

##### 1) Description Générale

Le caisson monolithique présente, dans son ensemble, la forme d'un cylindre, d'axe vertical, appelé fût, obturé par deux fonds plats qui sont les dalles supérieure et inférieure. L'épaisseur des parois du fût est de 3,60 m, celle des dalles est de 4,50 m.

Ses principaux éléments constitutifs sont les suivants :

- Le système d'isolation thermique disposé en paroi intérieure,
- La structure résistante en béton précontraint,
- Les éléments métalliques : peau d'étanchéité - traversées - charpentes incorporées u béton.

Au centre de la dalle supérieure, on a disposé une traversée de dimension réduite. Son diamètre libre de 1,20 m est juste suffisant pour permettre les manoeuvres de chargement-déchargement du combustible qui s'effectuent en période d'arrêt du réacteur, c'est-à-dire pour permettre d'une part l'introduction et le

montage de la machine de chargement dans la chambre qui lui est réservée au-dessus du coeur, et d'autre part l'acheminement des éléments de combustible. Cette traversée est munie, pendant la marche, d'une double obturation par raison de sécurité.

Toutes les autres traversées : tubes logement des barres de contrôle, logements des pompes axiales de circulation du réfrigérant, sorties de vapeur, entrées d'eau d'alimentation, instrumentation, arrosage du coeur, etc., ont été regroupées en dalle inférieure, de façon à simplifier la conception de l'enceinte de sécurité. Nous en reparlerons plus loin.

Les dimensions de la cavité intérieure ont été imposées par la disposition et l'encombrement des composants internes. Le diamètre de la cavité a dû ainsi être porté à 7,10 m alors qu'il n'est que de 5,30 m pour le caisson métallique. Cette augmentation de diamètre a deux causes : elle provient en premier lieu du report des séparateurs et sécheurs de vapeur à la périphérie de manière à ménager, au-dessus du coeur, l'espace libre nécessaire à la manoeuvre de la machine de chargement. La deuxième cause provient du regroupement des traversées en dalle inférieure, qui constitue ainsi un bloc tubulaire d'une envergure importante.

## 2) Système d'isolation - Concept de la paroi chaude

Un des problèmes les plus importants est celui de l'isolation thermique du béton de structure.

Etant donné qu'à notre connaissance aucun calorifuge en pression fonctionnant en présence du mélange biphasé eau-vapeur n'a été mis au point, nous avons adopté un nouveau concept : celui de la paroi chaude. Il n'est certes pas encore élaboré complètement. Cependant sa mise au point définitive ne nous paraît pas poser de problèmes insurmontables.

Le caisson à paroi chaude comprend de l'intérieur vers l'extérieur :

- La peau d'étanchéité, à la température du fluide caloporteur (de 300°C environ dans le cas présent), dont le rôle, outre celui d'assurer l'étanchéité du caisson, est de protéger le béton chaud de tout contact avec le fluide intérieur.
- La couche de béton chaud, faisant fonction de calorifuge.
- Les circuits de refroidissement noyés dans le béton à la frontière entre béton chaud et béton résistant. Ils évacuent la majeure partie du flux thermique issu de l'intérieur du réacteur. Ils ont été doublés pour raison de sécurité.
- Enfin la paroi résistante en béton précontraint.

#### a) La peau d'étanchéité

La peau d'étanchéité, liée au béton chaud et au béton résistant froid par un réseau serré d'ancrages empêchant les déplacements

relatifs peau-béton, est totalement bridée. Elle est soumise à des cycles de température de forte amplitude et est le siège de contraintes thermiques importantes. De plus, on doit tenir compte de sa compatibilité nucléaire et du problème de corrosion en milieu aqueux à haute température.

Le problème du choix de la qualité de la peau nécessiterait à lui seul un exposé détaillé. Nous nous contenterons ici d'exposer quelques généralités.

Trois cas de fonctionnement sont envisageables selon les valeurs relatives de la contrainte d'origine thermique qui se développe dans la peau et de sa limite d'élasticité :

- Si la contrainte thermique reste inférieure à la limite élastique, la peau ne subira que des compressions au cours des cyclages thermiques. Le réseau d'ancrages ne sert alors qu'à éviter son cloquage.
- Si la contrainte fictive dépasse la limite élastique, il y aura plastification de la peau au cours du premier chauffage, puis, au cours du refroidissement, la contrainte s'annulera pour devenir une traction. A ce moment, si l'amplitude de variation de contrainte est inférieure à la somme des limites élastiques en traction, à 20°C, et en compression à 300°C, la peau restera ensuite dans le domaine élastique au cours des cycles suivants, en subissant alternativement compression et traction.

- Si, au contraire, la variation de contrainte est supérieure à cette somme, il y aura plastification en traction et l'on observera, au cours des cycles suivants des plastifications en compression à chaud et en traction à froid. Dans ce cas il convient de disposer des ancrages pour éviter le cloquage à chaud, et des ancrages pour éviter le décollement de la peau et la mettre en traction, à froid.

Le matériau idéal doit avoir :  
d'abord :

- une excellente résistance à la corrosion,
- une bonne facilité de mise en oeuvre,

et ensuite, pour éviter la mise en traction à froid :

- un faible coefficient de dilatation,
- un faible module d'élasticité,
- une forte limite d'élasticité.

La concomitance de ces différentes qualités est pratiquement impossible. Dans le cas présent, notre choix s'est orienté vers l'acier inoxydable austénitique à très bas carbone, pour sa bonne résistance à la corrosion et sa facilité de mise en oeuvre. Par contre, sa limite élastique est faible (12,5 kg/mm<sup>2</sup> en compression à chaud, 20 kg/mm<sup>2</sup> en traction à froid), et son coefficient de dilatation est relativement élevé ( $17,8 \cdot 10^{-6}$ ),

si bien que l'on aura plastification en compression et en traction au cours de chaque cycle. La variation de contrainte fictive serait néanmoins compatible avec le nombre de cycles envisagé.

b) Le béton chaud

-----

La première performance demandée au béton chaud est de conserver ses qualités dans le temps malgré la forte température à laquelle il est soumis. Des études faites au Centre d'Etudes Scientifiques de Grenoble montrent que l'adhérence de la pâte de ciment se conserve bien à des hautes températures lorsque les molécules hydratées qui la produisent sont des molécules de silicate monocalcique contenant peu d'eau. Les détériorations que l'on observe sur des bétons échauffés sont dues à la présence dans le ciment de molécules contenant beaucoup d'eau, tels par exemple les aluminates et surtout les sulfoaluminates. Ainsi, le béton chaud n'est spécial que par la qualité de son ciment. Le ciment utilisé serait un ciment sans gypse mis au point et breveté par le CEST. Il ne contient pas du tout de sulfoaluminates et une proportion exceptionnellement basse d'aluminates. On obtient ainsi un ciment à prise lente mais qui se comporte très bien à de hautes températures.

Le béton chaud porté à haute température est bridé par le béton de structure qui reste froid. Il développe une poussée sur la

paroi résistante et est, de ce fait, soumis à des contraintes de compression importantes. Il importe donc qu'il ait les qualités suivantes :

- une résistance à la compression élevée,
- un module d'élasticité faible et une possibilité d'adaptation par fluage importante,
- un coefficient de dilatation faible.

En outre, puisqu'il joue le rôle d'isolant, sa conductibilité thermique doit être la plus faible possible.

Des premiers essais partiels ont été réalisés :

- essais sur éprouvettes stabilisées, par le Professeur BERTHIER, Directeur du CEST à Grenoble,
- essais de relaxation en double étreinte par un service spécialisé de l'E.D.F. (ERNUTH).

Les résultats de ces premiers essais sont prometteurs. En effet, il semble que les propriétés mécaniques de ce béton se stabilisent vite au cours des cycles successifs et soient satisfaisantes et, par ailleurs, qu'il ait une bonne capacité d'adaptation.

Des essais et études complémentaires sont toutefois nécessaires pour confirmer ces premiers résultats et pour apporter une



solution au problème posé par la migration de l'eau. Ce problème ayant été à peine abordé, on ignore encore comment elle s'effectue et si elle ne risque pas de s'accompagner de manifestations gênantes. Il conviendrait par exemple d'étudier l'efficacité d'un système de drainage.

Les valeurs caractéristiques influant en particulier sur l'évaluation de la poussée du béton chaud, retenues pour le projet, sont les suivantes :

- module d'élasticité différé : 100 000 bars (C'est une valeur pessimiste. On peut penser, en tenant compte des résultats des essais de relaxation en double étreinte effectués, qu'elle serait moindre, de l'ordre de 75 000 bars.),
- coefficient de dilatation :  $9 \cdot 10^{-6}$ ,
- conductivité : 0,7 W/m<sup>2</sup>/O°C.

### 3) Données de charge. Hypothèses de calcul

#### a) Fonctionnement en phase élastique

En dehors des charges appliquées en permanence, qui sont le poids propre et la précontrainte, il faut considérer les surcharges de pression et de température.

La pression de calcul est de 78 atmosphères, valeur qui correspond à l'accident le plus grave lorsque la vapeur produite n'est plus absorbée.

La température interne du caisson est la température de vapeur saturante pour les conditions de pression envisagées. Le dispositif d'isolation permet de maintenir le béton de structure à un gradient de température  $\Delta T$ , de telle façon que les contraintes thermiques y sont modérées.

Nous distinguons trois régimes de charge :

- Le service normal, correspondant aux différentes combinaisons possibles de la charge permanente, de la précontrainte, de la pression de calcul et de la température dans le régime normal du fonctionnement du refroidissement avec les deux circuits en parallèle. Dans ce cas on vérifie que le béton reste comprimé en tout point, et que les contraintes maximales ne dépassent pas 168 bars (soit  $0,42 \sigma_{28}$  avec  $\sigma_{28} = 400$  bars).
- Le service exceptionnel, dans le cas de panne d'un des circuits de refroidissement, le refroidissement n'étant plus assuré que par un seul circuit. Dans ce cas on admet de légères tractions dans le béton, de l'ordre de 10 bars.
- Les surcharges majorées. La pression de calcul est majorée de 20%. Le gradient de température affectant le béton résistant est 50% plus élevé que celui du fonctionnement à un seul circuit. On vérifie dans ce cas que les tractions ne dépassent pas 40 bars. Cette vérifi-

cation est faite dans le souci de s'assurer que, pour une augmentation des surcharges, les contraintes ne subissent pas des accroissements trop importants, principalement en ce qui concerne les tractions. Cela revient à vérifier que l'on dispose d'une certaine réserve vis à vis de la fissuration.

b) Coefficient de sécurité à rupture

On s'assure que le coefficient de sécurité à rupture, défini comme le rapport entre la pression de rupture à la pression de calcul est au minimum de 2,5.

On s'assure, en outre, de la non fragilité du caisson en cas d'une perte d'étanchéité de la peau. Le béton étant mis en pression dans l'épaisseur des parois, on vérifie que l'on ne risque pas de rupture des cables de précontrainte.

4) C a l c u l

Nous ne commenterons pas spécialement les méthodes de calcul qui sont bien connues, aussi bien en phase élastique que pour le calcul à rupture. Elles ont conduit à des réalisations dont les structures résistantes donnent toute satisfaction.

Nous insisterons seulement sur un point particulièrement important du dimensionnement : le choix de la température de transition à la frontière béton chaud - béton de structure. Ce problème est

aussi celui du choix du gradient thermique affectant la paroi résistante. Il conditionne le coût de l'ensemble caisson en béton précontraint - système de refroidissement. L'expérience nous a montré que l'on était proche du choix optimum, en choisissant un niveau de température légèrement inférieur ou au maximum égal à celui qui conduise, pour le fonctionnement en phase élastique, à un dimensionnement de la précontrainte juste suffisant à assurer le coefficient de sécurité à la rupture minimum de 2,5. Nous en donnons une démonstration très schématique. En effet, pour des gradients de température plus élevés, si le prix du système de refroidissement diminue, celui de la structure en béton augmente relativement beaucoup plus, l'accroissement de précontrainte nécessaire pour compenser les contraintes thermiques de traction supplémentaires étant important. Et globalement le coût croît très sensiblement. Par contre, pour des gradients plus faibles, si le prix du refroidissement augmente, celui du caisson diminue approximativement dans la même proportion, la précontrainte restant en gros constante et égale à celle exigée par la sécurité minimum à rupture. Globalement dans ce cas, le coût peut être considéré comme stationnaire.

Dans ces conditions, nous avons abouti à fixer :

- la température de transition à  $50^{\circ}\text{C}$  et le gradient thermique dans le béton résistant à  $50^{\circ}\text{C}$ , dans le cas du fonctionnement du refroidissement avec un seul circuit (la température ambiante extérieure étant de  $20^{\circ}\text{C}$ ).

- ces mêmes paramètres respectivement à 40°C et 20°C, pour la marche normale avec les 2 circuits de refroidissement.

En ce qui concerne le choix de la qualité de béton, l'on sait que, très généralement, les conditions de température étant fixées, le prix d'un caisson est une fonction décroissante de la qualité du béton. En effet, lorsque la qualité du béton augmente, les épaisseurs de paroi diminuent, le volume de béton et la quantité de précontrainte décroissent. En conséquence, nous avons choisi un béton d'excellente qualité. Nous en donnons les caractéristiques principales :

- Résistance à la compression simple à 28 j :  $\sigma_{28}=400$  bars
- Résistance nominale en traction :  $\sigma'_{28} = 31$  bars
- Module d'élasticité instantané :  $E_i = 400\ 000$  bars

Le module d'élasticité pris en compte dans l'évaluation des contraintes thermiques est moitié du module instantané.

- Coefficient de dilatation :  $\alpha = 9\ 10^{-6}$

##### 5) Dispositions générales de la précontrainte

L'unité de câble choisie est l'armature SEEE du type F 19-500 à 19 torons de 7 fils de 4,35 mm possédant une résistance à rupture garantie de 355 t.

La précontrainte générale est constituée par des câbles horizontaux s'opposant aux efforts d'éclatement radiaux, et par des câbles verticaux s'opposant aux efforts verticaux d'arrachement des fonds, à l'exclusion de câbles traversant les dalles. En effet, en dalle inférieure, la présence du bloc tubulaire empêche tout cheminement de câbles. Par raison de symétrie, nous n'en avons pas disposé en dalle supérieure, cette disposition permettant par ailleurs de s'adapter à la présence d'un couvercle amovible, si ce prolongement d'étude s'avérait opportun. La précontrainte des dalles est donc assurée par des cerces horizontales reportées à la périphérie, formant ceinture.

Les câbles horizontaux, au nombre de 539 au total (y compris les câbles de ceinture), présentent un tracé circulaire et décrivent un tour complet. Leurs sorties s'effectuent dans trois zones, dont les axes ont un écart angulaire de  $120^\circ$ . Dans ces zones, le caisson comporte des facettes circonscrites au contour circulaire. Compte tenu de leur longueur et de façon à limiter les pertes de tension, la mise en tension des cerces horizontales s'effectue par les deux extrémités.

Les câbles verticaux, au nombre de 312, sont rectilignes du haut en bas. Leur mise en tension s'effectue par l'extrémité supérieure.

#### 6) Construction - Points particuliers

Le principe de construction envisagé est classique. Le bétonnage

du caisson est scindé en un certain nombre de phases successives, dont les contours sont liés au tracé de la précontrainte et à la géométrie des structures métalliques noyées dans le béton.

Nous citerons cependant le problème particulier de la dalle inférieure. Compte tenu de la présence des nombreuses traversées métalliques qui y sont incorporées, l'exécution de son bétonnage constitue un des points les plus délicats de la construction. Dans ces conditions, le bourrage du béton sous la peau en place, comme à EDF 3, paraissait très aléatoire. Par ailleurs, une solution du type Saint Laurent 1, avec soudage de la peau sur le béton déjà mis en place et lissé, n'était pas satisfaisante, car les soudures étaient trop bridées. La solution envisagée est différente :

- En une première étape, l'ensemble des éléments métalliques (traversées, peau du fond, ancrages et charpentes diverses de raidissement) sont assemblés sur le site, en atelier de préfabrication, pour former le bloc tubulaire inférieur.
- Après retournement de ce bloc, on procède au bétonnage par couches successives sur toute l'épaisseur de la dalle.
- Cet ensemble mixte acier-béton est ripé en position définitive à l'emplacement du caisson.

Cette méthode nous paraît garantir la meilleure homogénéité du bétonnage de la dalle ainsi qu'un bon contact du béton sous la

peau. Elle est parfaitement envisageable dans le cas étudié, compte tenu du poids relativement réduit de cet ensemble bétonné (600 t environ).

Nous indiquerons par ailleurs que le corset de béton chaud est bétonné en avance sur le béton de structure. Il constitue un raidissement extérieur suffisant de la peau, et permet l'enlèvement des dispositifs de raidissement provisoire internes. Ainsi la mise en place des composants internes peut s'effectuer, alors que le bétonnage de la paroi résistante se poursuit.

Enfin, signalons que la fermeture supérieure s'effectue, aussitôt la fin de l'introduction des éléments internes, par la mise en place d'un ensemble métallique constitué par la traversée centrale de la dalle, par la peau, ses ancrages et par une charpente liée à ces éléments, capable de supporter les premières levées de béton dans la dalle. Cette disposition, déjà utilisée à SL 1 par exemple, évite tout étaielement intérieur au caisson.

## 7) Q u a n t i t é s

A titre indicatif, nous donnons quelques quantités concernant le caisson :

- Volume du béton résistant : 3 900 m<sup>3</sup>
- Volume du béton de la paroi chaude : 140 m<sup>3</sup>



- Quantités de précontrainte :

En ce qui concerne la précontrainte générale :

33,5 kms de l'armature S.E.D.E. F 19 500

ou 520 t d'acier dur pour précontrainte

En ce qui concerne la précontrainte du concept paroi  
chaude :

2,1 kms de l'armature S.E.D.E. F 7 600

ou 16 t d'acier dur pour précontrainte

- Quantité d'aciers ordinaires : 200 t.

## II - L'ENCEINTE SECONDAIRE DE SECURITE

### 1) Généralités

Le système de sécurité doit permettre, en cas d'accident donnant lieu à une perte de réfrigérant, de limiter la sortie des produits de fission sur le site à des quantités tolérables.

Le caisson en béton précontraint présente toute sécurité vis à vis de ce risque. En effet, d'une part, il n'est pas susceptible de rupture brutale pour les conditions de pression et de température maximales qui peuvent lui être appliquées, son coefficient de sécurité vis à vis de la rupture étant élevé. D'autre part, des signes avertisseurs, tels qu'une fissuration sur la face externe, préviennent les pertes d'étanchéité éventuelles.

On ne conçoit de rupture brutale et de perte d'étanchéité que pour les conduites métalliques reliant le caisson aux autres éléments de la centrale. Le but du système de sécurité est de se prémunir contre cet accident.

## 2) Conception de l'enceinte secondaire

L'enceinte secondaire a donc pour objet de contenir l'eau et la vapeur, qui proviendraient d'une rupture de tuyauterie. Elle doit résister au pic de pression résultant de cette rupture, ainsi qu'à la température correspondante, tout en restant étanche.

De façon à simplifier au maximum sa géométrie, comme nous l'avons dit précédemment, toutes les traversées ont été regroupées dans la dalle inférieure.

De ce fait, l'enceinte secondaire est située sous le caisson et lui sert de support. Les tuyauteries qui y débouchent sont munies d'une vanne de sectionnement. En cas de rupture d'une conduite, la fermeture de la vanne associée permet d'isoler soit le caisson, soit l'ensemble caisson-enceinte secondaire de l'extérieur. Si la rupture intervient entre la vanne et le caisson, le fluide qui s'échappe reste confiné dans l'enceinte secondaire. Si la rupture a lieu au-delà de la vanne, le volume de fluide perdu est très limité.

Deux conceptions différentes pouvaient être envisagées :

- soit une enceinte de dimensions restreintes, dans le prolongement du caisson, capable de fonctionner dans des conditions de pression analogues à celles du caisson. Cette conception n'a pu être retenue en raison du grand encombrement des conduites issues du caisson;
- soit un système réducteur de pression, de dimensions importantes. C'est la conception retenue.

Le système réducteur de pression se compose de deux enceintes superposées :

- une enceinte sèche (Drywell), traversée par les tuyauteries sortant du caisson, et qui contient les vannes de sectionnement,
- et au-dessous, une enceinte humide (Wetwell), contenant de l'eau, dans laquelle viendra se condenser la vapeur en cas d'accident, permettant ainsi la réduction de pression.

Les deux enceintes, séparées par une dalle, sont reliées entre elles par un réseau de tubes plongeant dans l'eau du Wetwell. Dans le cas d'une rupture de tuyauterie, l'eau et la vapeur jaillissent dans le Drywell. L'augmentation de pression qui en résulte expulse le mélange air-vapeur-eau par le réseau de tubes, dans l'eau de l'enceinte humide. La vapeur en contact avec cette eau froide se condense rapidement.

L'ensemble des deux enceintes présente une forme cylindrique de diamètre extérieur de 26,60 m et de hauteur totale 18,75 m. Les dimensions du Drywell ont été imposées par l'encombrement et l'épanouissement des tuyauteries qui le traversent. Le tracé des différents réseaux a conduit à fixer son diamètre interne à 25 m, sa hauteur à 6,00 m. Pour des raisons de simplicité et de commodité d'exécution, la paroi cylindrique du Wetwell a été placée dans le prolongement de celle de l'enceinte sèche. Sa hauteur intérieure résulte d'une étude d'optimisation en fonction des valeurs des pics de pression en cas d'accident. Nous avons abouti à une hauteur de 8,00 m dont 3,5 m de hauteur d'eau, les pics de pression correspondant étant :

- de 4 atmosphères pour le Drywell,
- de 2,5 atmosphères pour le Wetwell.

### 3) Matériaux constitutifs

La qualité de béton requise est inférieure à celle du caisson ( $\sigma_{28} = 300$  bars au lieu de 400 bars).

Les parois cylindriques sont précontraintes par cerces décrivant un tour complet, et par des câbles verticaux rectilignes. L'unité de câble choisie est l'armature S.E.E.E. du type F 7 600, de 174 t de tension de rupture garantie.

Les dalles sont précontraintes par des câbles traversant disposés suivant trois directions. L'unité choisie est plus puissante, afin

de diminuer l'encombrement du câblage. Nous avons adopté l'armature S.E.E.E. F 19 500, de 355 t de tension de rupture.

#### 4) Hypothèses du calcul

##### a) Charges appliquées

-----

En fonctionnement normal, les enceintes hors pression sont soumises uniquement à la température.

Les conditions de température sont différentes selon qu'il s'agisse du Drywell ou du Wetwell.

Dans le Drywell, les diverses conduites qui y débouchent, sous le caisson, provoquent un échauffement du milieu ambiant. Nous avons considéré que la température qui règne dans ce local est de l'ordre de 50°C. Compte tenu d'une température moyenne en face externe de 20°C, il se développe donc dans la paroi un gradient de température de 30°C.

Dans le Wetwell, par contre, pour assurer une condensation efficace de la vapeur, en cas d'accident, la température de l'eau est contrôlée et ne dépasse jamais 30°C. Cette enceinte, par ailleurs, est enterrée dans le terrain et ce dernier jouant le rôle d'un parfait isolant thermique, il ne s'établit donc aucun gradient dans les parois.

En cas d'accident, dû à la rupture d'une tuyauterie, la pression et la température augmentent immédiatement dans les enceintes.

Les pics de pression sont extrêmement brefs. Nous en avons donné la valeur précédemment pour les dispositions projetées :

- 4 atmosphères pour le Drywell,
- 2,5 atmosphères pour le Wetwell.

Le pic de température diminue plus lentement.

Or l'établissement d'un gradient thermique dans les parois épaisses nécessite un laps de temps relativement long. En conséquence, ce gradient sera faible et de toute façon ne pourra être concomitant avec la pression. Nous ne considérons pas, en cas d'accident, de contraintes thermiques autres que celles sollicitant la structure en service normal.

b) Contraintes admissibles dans le béton

Pour tous les cas de charge envisageables du service normal, ou de l'accident, nous avons limité la contrainte maximale dans le béton à  $0,42 \sigma_{28}$  soit  $126 \text{ kg/cm}^2$ .

Par ailleurs, en ce qui concerne les contraintes minimales, pour le service normal, aucune traction n'est tolérée. Pour l'accident, on tolère des tractions de l'ordre de  $10 \text{ kg/cm}^2$  en fibre extérieure uniquement, la fibre intérieure devant être toujours comprimée.

Le béton au voisinage de la fibre intérieure étant toujours en compression doit rester étanche. Nous n'avons pas prévu d'étanchéité en acier.

c) Sécurité à rupture

Le coefficient de sécurité à rupture doit être au minimum de 2. Il est inférieur à celui considéré pour le caisson qui est de 2,5. La valeur adoptée semble néanmoins raisonnable, car elle affecte la valeur nominale d'un pic de pression qui peut se produire en nombre de fois très limité dans la vie du réacteur.

5) Quantités

A titre indicatif, nous donnons les quantités principales de l'enceinte secondaire :

- Béton : 3 600 m<sup>3</sup>

- Précontrainte : 13,2 kms d'armature F 7 600

7,35 kms d'armature F 19 500

soit 216 t d'acier dur pour précontrainte.

- Aciers ordinaires : 186 t.

## DEUXIEME PARTIE

### RESULTATS DE LA COMPARAISON

Avant de clore cet exposé, nous récapitulons succinctement les principaux résultats de la comparaison.

Nous pensons avoir dégagé de nombreux avantages à l'actif de la solution en béton précontraint :

#### 1) Avantages sur le plan économique :

Les évaluations des coûts ont porté sur les éléments susceptibles de présenter des coûts nettement différents dans les deux solutions, c'est-à-dire sur :

- les caissons
- les enceintes de sécurité.

En ce qui concerne les composants internes et les systèmes auxiliaires, seuls les suppléments de coût affectant la solution précontrainte ont été chiffrés. Ils affectent essentiellement :

- la machine de chargement (qui est plus complexe)
- les systèmes auxiliaires



Ces différentes évaluations ont été effectuées dans le contexte de constructions réalisées en France. Signalons, par ailleurs, qu'il n'a pas été possible d'obtenir une précision rigoureuse, qui aurait nécessité une analyse beaucoup plus fine, dépassant le cadre de cette étude. Les précisions obtenues sont de  $\pm 8\%$  pour la solution précontrainte, de  $\pm 15\%$  pour la solution métallique. Nous avons abouti aux résultats résumés dans le tableau ci-après.

Poste considéré	Coût (en millions de francs)	
	Métallique	Précontraint
Caisson	17	21
Enceinte de sécurité	12,15	3
Machine de chargement	A	A + 0,75
Systèmes auxiliaires	B	B + 2,50
Totaux	A + B + 29,15 MF	A + B + 27,25 MF

Le Bilan global donne un léger avantage à la solution précontrainte. Cependant, compte tenu des fourchettes dans lesquelles peuvent se tenir les prix, il est difficile d'être catégorique. Nous dirons, en conclusion, 3, que les coûts des deux solutions sont du même ordre de grandeur.

Par ailleurs, l'étude des plannings de construction fait apparaître un gain de temps relativement important pour la solution précontrainte (de l'ordre de 6 à 9 mois). Ceci est dû essentiellement au long délai de préfabrication en usine du caisson métallique (26 mois à compter de la date de commande).

En outre, en exploitation, la période neutralisée pour le renouvellement du combustible, qui s'effectue à l'arrêt, est moins longue avec le caisson en béton précontraint. En effet, si les manoeuvres de manipulation du combustible sont légèrement plus longues du fait de la plus grande complexité de la machine, par contre les travaux de démontage et remontage du dispositif d'obturation du caisson sont notablement plus courts et, par ailleurs, il n'est pas nécessaire de procéder au démontage des sécheurs de vapeur. On peut penser que le gain de temps réalisé globalement serait de l'ordre d'une semaine par an.

Compte tenu de ces gains de temps à la construction et à l'exploitation, la solution précontrainte semble posséder un avantage tangible sur le plan économique.

## 2) Sécurité accrue

Le caisson métallique constitue une structure fragile. Toute amorce de fissure peut en effet se propager rapidement et provoquer des incidents graves (perte importante d'étanchéité par exemple). Vis à vis de ce risque le caisson en béton précontraint

présente une sécurité bien plus grande. En effet, d'une part la perte d'étanchéité est peu probable, et d'autre part, si elle devait se produire, elle serait précédée de signes avertisseurs, tels qu'une fissuration en fibre extérieure de la paroi, signes avertisseurs en tous cas suffisamment significatifs pour que l'on puisse intervenir pour prévenir ce danger.

Cette sécurité accrue du caisson en béton précontraint par rapport au caisson métallique constitue, à notre avis, un des points les plus importants à porter à l'actif du caisson en béton précontraint. Ce problème de sécurité devient en effet de plus en plus aigu dans la mesure où il est logique de construire les centrales nucléaires dans des sites proches des zones de grande consommation d'électricité, c'est-à-dire à proximité des grands ensembles urbains et industriels.

### 3) Mise en oeuvre plus facile

L'élaboration de la solution en béton s'effectue presque exclusivement sur le site, alors que la construction du caisson métallique, pour être le plus économique possible, exige une préfabrication poussée en usine, ce qui a pour conséquence le transport de pièces lourdes et volumineuses.

Le choix du site est donc beaucoup plus libre avec la solution précontrainte, la solution métallique réclamant la présence à une

distance raisonnable d'une importante infrastructure industrielle et la nécessité de recruter un personnel très qualifié pour le montage.

4) Recul des limites techniques et technologiques -

Le fait de doubler l'épaisseur de la paroi d'un caisson en béton précontraint ne change pas de façon notable la faisabilité. Les procédés de mise en oeuvre restent sensiblement les mêmes. Le fait, par contre, de doubler l'épaisseur de métal change de façon importante les procédés de soudure et le coût du kilo de métal. On peut même, à la limite, arriver à concevoir par le calcul une structure qui serait technologiquement irréalisable à l'heure actuelle. Il est donc vraisemblable que, si des progrès importants ne sont pas réalisés dans la technique des soudures, le caisson en béton précontraint sera le seul envisageable à partir d'un certain seuil de puissance (donc de volume) et de certaines conditions de pression. En effet, il n'y a pratiquement pas de limite technologique vis à vis des dimensions de la cavité intérieure et, pour des dimensions données, la limite technologique vis à vis de la pression intérieure est beaucoup plus reculée pour le béton que pour l'acier.

Signalons par ailleurs que, lorsque la conception métallique est encore possible, l'avantage économique présenté par la solution précontrainte doit croître de façon importante au fur et à mesure que l'on tend vers la limite de faisabilité de la solution métallique. Il est vraisemblable, en particulier, que la comparaison

pour une centrale de 1 000 MWe serait déjà plus favorable à la conception en béton.

x

x      x

Il convient cependant de ne pas oublier que le caisson métallique comporte un avantage très important : la possibilité, après démontage de son couvercle, d'offrir un accès complet à tous ses éléments internes, facilitant ainsi leur réparation ou leur modification en cas d'incidents. Le seul accès possible à l'intérieur du caisson en béton précontraint est l'ouverture de 1,20 m de diamètre, prévue au centre de la dalle supérieure pour les opérations de chargement-déchargement. Cet accès limité rend beaucoup plus difficiles, voire aléatoires, les interventions sur les structures internes. Si l'on apportait une solution à ce problème, on donnerait un avantage complet au béton. Nous pensons que l'on devrait aboutir dans la recherche de la technologie du toit ouvrant du caisson précontraint. On dissocierait les problèmes d'accessibilité nécessitée par les opérations de renouvellement du combustible, qui peuvent s'accommoder d'une ouverture restreinte moyennant une machine de chargement plus complexe mais néanmoins réalisable, de ceux nécessités par une intervention aisée auprès des composants internes. Ainsi l'ouverture du caisson serait limitée à quelques opérations au cours de la vie de la centrale. On pourrait alors accepter des interventions relativement longues.

C'est là un paramètre qui augmente la probabilité d'aboutir effectivement à une solution viable. La recherche serait à faire au milieu de beaucoup d'idées qui existent actuellement. On peut envisager par exemple :

- une solution monolithique avec démolition puis reconstruction de la dalle supérieure,
- une solution avec bloc amovible en béton, soit bloc monolithe, soit ensemble de blocs étroitement imbriqués,
- une solution mixte avec couvercle métallique.

-:-:-:-:-



DIE BAULICHE INTEGRATION EINES SPANNBETONDRUCKGEFÄSSES  
IN DIE KERNKRAFTWERKSANLAGE UND DER VERGLEICH ZU EINER  
ANLAGE MIT EINEM STAHLGEFÄSS

W. MÜLLER

G. ZEITZSCHEL

AEG-Kernreaktoren, Frankfurt/Main

N° 22



## 1.0 Präambel

### 1.1 Schutzklausel

Das Urheberrecht an diesem Bericht und sämtlichen Beilagen verbleibt uns. Er ist dem Empfänger nur zum persönlichen Gebrauch anvertraut. Ohne unsere schriftliche Genehmigung darf er nicht kopiert oder vervielfältigt, auch nicht dritten Personen, insbesondere Wettbewerbern, mitgeteilt oder zugänglich gemacht werden. Widerrechtliche Benutzung durch den Empfänger oder Dritte hat zivil- oder strafrechtliche Folgen.

### 1.2 Haftungsausschlußklausel

Dieser Bericht ist mit größter Sorgfalt unter Berücksichtigung des neuesten Standes von Wissenschaft und Technik und unter Benutzung aller zugänglichen Quellen erstellt worden. AEG/TFK und alle in deren Namen handelnden Personen können jedoch weder für die Richtigkeit und Vollständigkeit der darin genannten Informationen noch dafür einstehen, daß die Verwendung beschriebener technischer Anordnungen, Methoden und Verfahren nicht gegen gewerbliche Schutzrechte Dritter verstößt. Die Verwendung von Informationen, technischen Anordnungen, Methoden und Verfahren, die in diesem Bericht enthalten bzw. beschrieben sind, erfolgt auf eigene Gefahr des Empfängers dieses Berichtes.

Zur weiteren Verbreitung dieses Berichtes sowie der darin enthaltenen Kenntnisse bedarf es der schriftlichen Einwilligung von AEG/TFK. Im übrigen erfolgt die Übermittlung unter der Voraussetzung, daß dieser Bericht vertraulich behandelt wird.

## 2.0 Zusammenfassung

Es wird zunächst der Aufbau und die Funktionsweise des Druckgefäßes und des Druckabbausystems in Spannbetonbauweise beschrieben. Hierbei wird insbesondere auf die Brennelementwechselmaschine eingegangen. Das Reaktorgebäude wird in seinem grundsätzlichen Aufbau und in verschiedenen Einzelheiten der Raumaufteilung beschrieben. Im zweiten Teil wird ein qualitativer Vergleich zwischen den beiden Systemen angestellt. Gegenübergestellt werden Vor- und Nachteile, die sich aus den verwendeten Materialien und den verschiedenen Geometrien für Druckgefäß und Druckabbausystem ergeben. Ferner werden das Reaktorgebäude und die Terminplanung für den Bauablauf der beiden Versionen miteinander verglichen.

## 3.0 Allgemeines

Einige allgemeine Voraussetzungen erfordern einige Worte, die gleichzeitig zum besseren Verständnis des Nachfolgenden erforderlich sind.

### 3.1 Begriffsbestimmungen

Diese Ausarbeitung befaßt sich nur mit der Integration eines Spannbetondruckgefäßes in das Gebäude einer nuklearen Dampferzeugungsanlage. Dabei wird auf den Angaben aufgebaut, die uns im Rahmen unserer Untersuchungen von Spannbetonspezialfirmen zur Verfügung gestellt werden. An dieser Stelle wird nicht näher auf die eigentliche Technik des Spannbetons oder auf Isolationsprobleme eingegangen. Auch Probleme der statischen oder dynamischen Berechnungen werden hier nicht behandelt.

### 3.2 Studie

Weiterhin muss festgehalten werden, daß die nachfolgend vorgeschlagene Gebäudeanordnung das Ergebnis einer Studie ist. Es muss daher damit gerechnet werden, daß es sich bei eingehender Durcharbeitung

herausstellt, daß einige Änderungen sinnvoll sind. Mit anderen Worten heißt das, daß sich an der Gebäudekonzeption wohl kaum etwas ändern dürfte; daß jedoch auch die nachfolgenden Überlegungen noch nicht das Ergebnis einer Gebäudeoptimierung sind.

### 3.3 Genehmigung

Außerdem ist noch zu erwähnen, daß bisher keine genehmigende Behörde zu einem Anlagenkonzept einer nuklearen Siederwasserreaktoranlage mit einem Spannbetondruckgefäß verbindlich Stellung genommen hat. Auch hierdurch wäre es möglich, daß einige Änderungen unumgänglich werden.

### 3.4 Vergleich

Letztlich ist noch festzuhalten, daß eine Gegenüberstellung von Stahl- und Spannbeton unseres Erachtens nicht in finanzieller Hinsicht möglich ist, daß die Anlagen zu verschieden sind und zudem noch keine verbindlichen Angebote der Spannbetonbauteile vorliegen. Ausserdem würde ein solcher Vergleich durch Kostenunterschiede in den einzelnen Ländern auch weitgehend irrelevant werden. Es wird deshalb ein Vergleich auf qualitativer Basis angestellt, der es allen Interessenten gestattet, sich zumindest Vergleichszahlen oder Differenzkosten in Abhängigkeit der örtlichen Gegebenheiten in ausreichender Genauigkeit zu erarbeiten.

## 4.0 Beschreibung des einzuordnenden Bauteils

Hier soll das Spannbetondruckgefäß mit einem Druckabbausystem beschrieben werden, das in der vorgeschlagenen Form nur bei Betondruckgefäßen angewendet werden kann.

### 4.1 Spannbetondruckgefäß

Das Spannbetondruckgefäß besteht aus einem zylindrischen Hohlkörper aus vorgespanntem Beton mit einem Außendurchmesser von 14,30 m

und einer äußeren Gesamthöhe von 29,0 m. (Vergleiche hierzu Fig. 1). Der innere Hohlraum, in dem die sog. Reaktoreinbauten

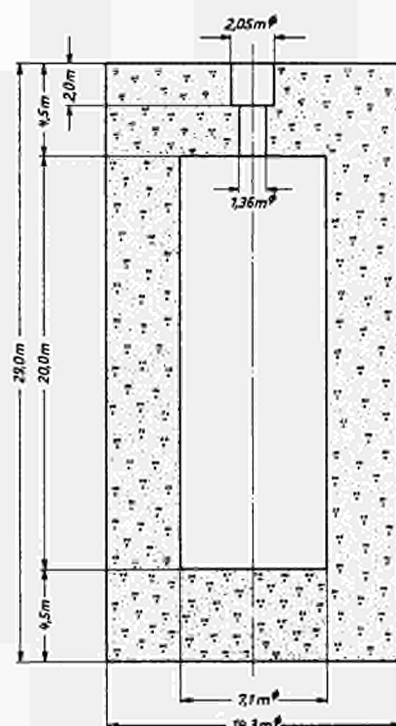


Fig. 1  
Abmessungen des  
Spannbetondruck-  
gefäßes

angeordnet sind, hat einen Durchmesser von 7,1 m und eine lichte Höhe von 20,0 m.

Zum Brennelement- und Steuerstabwechsel steht in der oberen Deckenscheibe eine Öffnung mit einem lichten Durchmesser von 1,36 m zur Verfügung.

Alle anderen Öffnungen und Durchbrüche sind

in der unteren Bodenscheibe angeordnet, so daß der zylindrische Bereich keine und die obere Deckenscheibe nur einen, von einem mit Zwischenabsaugung versehenen Doppeldeckel verschlossenen Durchbruch besitzt.

#### 4.2 Druckgefäßeinbauten

Diese Art des Reaktordruckgefäßes erfordert selbstverständlich ein Umdenken bei den Einbauten.

Der Kernmantel - er besitzt am unteren Ende Durchbrüche zum Eintritt des durch die internen Axialpumpen geförderten Kühlmittels -

ist auf der Lining-Bodenplatte gelagert. Er trägt das obere und untere Kerngitter und damit die Brennelementbündel. Über die Kernoberkante hinaus ist der Kernmantel soweit verlängert worden, daß ein zum Brennelementwechsel erforderlicher Raum entsteht. Abgeschlossen wird dieser Raum von dem sog. Kerndeckel, der wiederum durch ein zentrisch angeordnetes Rohr eine Verbindung zum Reaktordruckgefäßdeckel besitzt. Durch dieses Rohr wird die Brennelementwechselmaschine eingeführt und nach dem Wechsel wieder demontiert.

Unterhalb des Kernes sind die sog. Steuerstabführungsrohre im Inneren des Kernmantels angeordnet. Außerdem sind die Verteilerringe für die Kernnotkühlung und die Kernvergiftung oberhalb des Kernes im Inneren des Kernmantels untergebracht.

(Vergleiche hierzu auch Fig. 2)

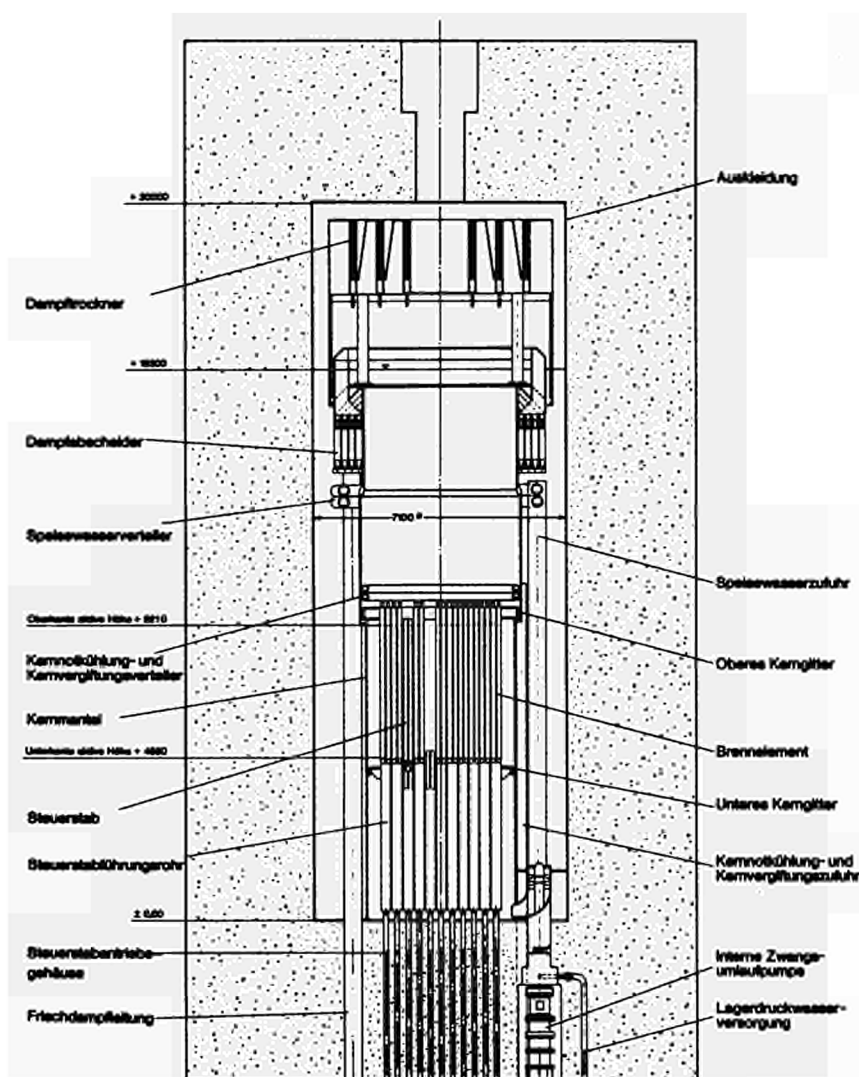


Fig. 2  
Druckgefäßeinbauten

Oberhalb und außerhalb des "Kernraumes" - er wird wie vorstehend erwähnt, vom Kernmantel und dessen Deckel gebildet - ist der Komplex "Dampf-Wasserseparation-Dampftrocknung" untergebracht.

Wie auch aus Fig. 2 zu entnehmen ist, wird der über dem Kern aufsteigende Naßdampf durch den Kernmantel hindurch zu den um den Kernmantel ringförmig angeordneten, radial angeströmten Zyklonen geleitet. In den Zyklonen werden Dampf und Wasser weitgehend getrennt. Der Dampf steigt in den Leitkammern auf zu den Dampftrocknern, während das Wasser zurück in den sog. Ringraum um den Kernmantel fließt. Der aus den Dampftrocknern austretende Dampf wird gesammelt und durch die vier Dampfleitungen am Kernmantel vorbei nach unten aus dem Reaktordruckgefäß transportiert.

Vergleiche hierzu Fig. 3 :

Das aus den Zyklonen zurückströmende Wasser vermischt sich mit dem durch den sog. Speisewasserverteiler ring zurückgeführten Kondensat und strömt im Ringraum nach unten, um da durch die internen Axialpumpen wieder durch den Kern gefördert zu werden.

Selbstverständlich ist das Speisewasser zusammen mit dem in den Zyklonen abgestreiften Wasser nur ein geringer Teil des durch die internen Axialpumpen umgewälzten Wassers.

Der grösste Anteil des umwälzten Kühlmittels kommt unterhalb des Wasserspiegels aus dem Inneren durch den Kernmantel in den Rückstromraum.

Auf weitere konstruktive oder auslegungstechnische Einzelheiten wird hier nicht eingegangen, da es den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde.

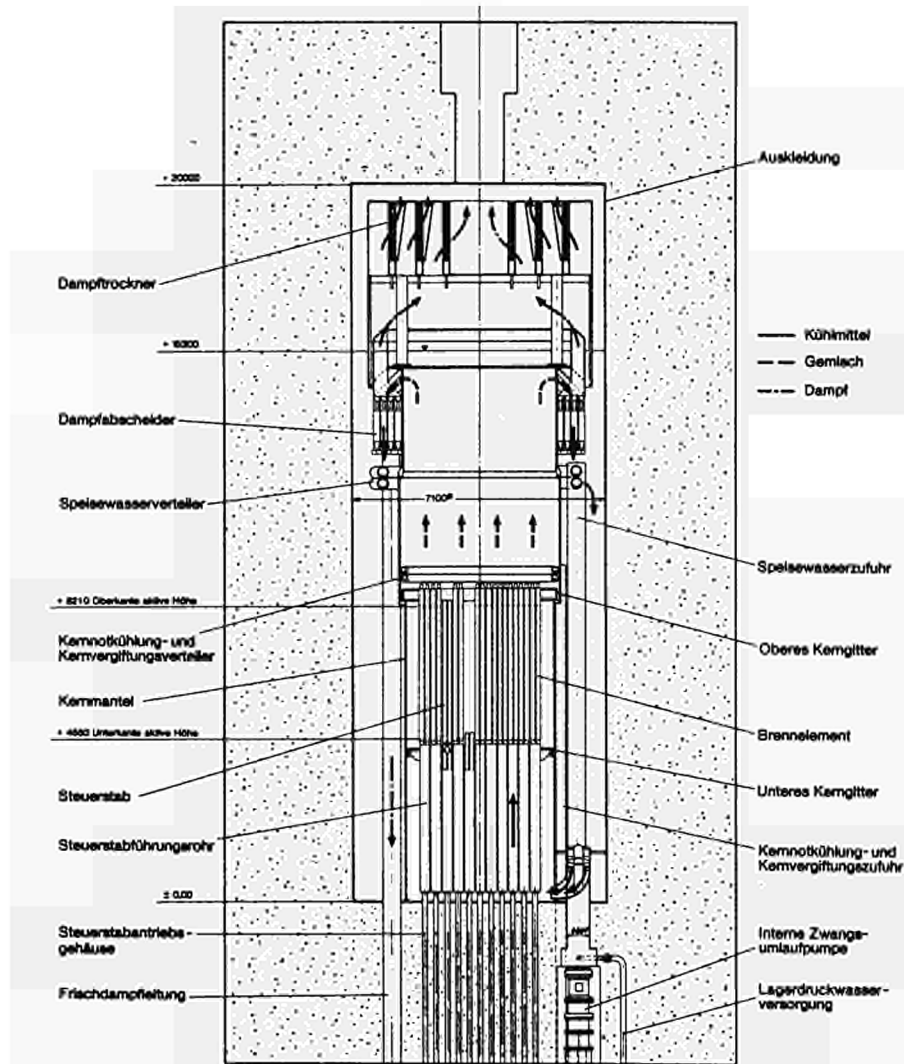


Fig. 3

Fließschema des Kühlmittels



#### 4.3 Brennelementwechselmaschine

Da zum Austauschen und Auswechseln von Brennstoffelementen und Steuerstäben durch die spannbetonspezifisch kleine Öffnung ein völlig neues Konzept der Brennelementhandhabung erarbeitet werden musste und dieses Konzept wiederum das Reaktorgebäude beeinflusst, muß an dieser Stelle etwas mehr auf die Problematik eingegangen werden.

Drei Grundgedanken liegen dieser Entwicklung zugrunde :

- Die Brennelementwechselmaschine muss völlig aus dem Reaktordruckgefäß zu entfernen sein, damit Wartungs- und gegebenenfalls Reparaturarbeiten durchgeführt werden können.
- Neue Brennelemente werden durch ein Magazin, welches drei neue Elemente fassen kann, in das Reaktorinnere transportiert.
- Die Bewegungen der Wechselmaschine werden rein mechanisch herbeigeführt und überwacht, um eine entsprechende Verfahrenssicherheit zu erhalten.

Mit diesen Forderungen wurde eine Wechselmaschine konzipiert, deren Aufbau und Funktion nachfolgend kurz beschrieben wird. (Vergleiche auch hierzu Fig. 4 und 5)

##### 4.3.1 Aufbau der Brennelementwechselmaschine

Durch die Beladeöffnung des Reaktordruckgefäßes wird ein Rohr eingeführt, in seiner Lage genau fixiert und drehbar gelagert. Durch dieses Rohr führen die Antriebsstangen für den Auslegerarm. Ausserdem ist in diesem Rohr noch so viel Platz vorhanden,

daß das Brennelementmagazin hierdurch transportiert werden kann.

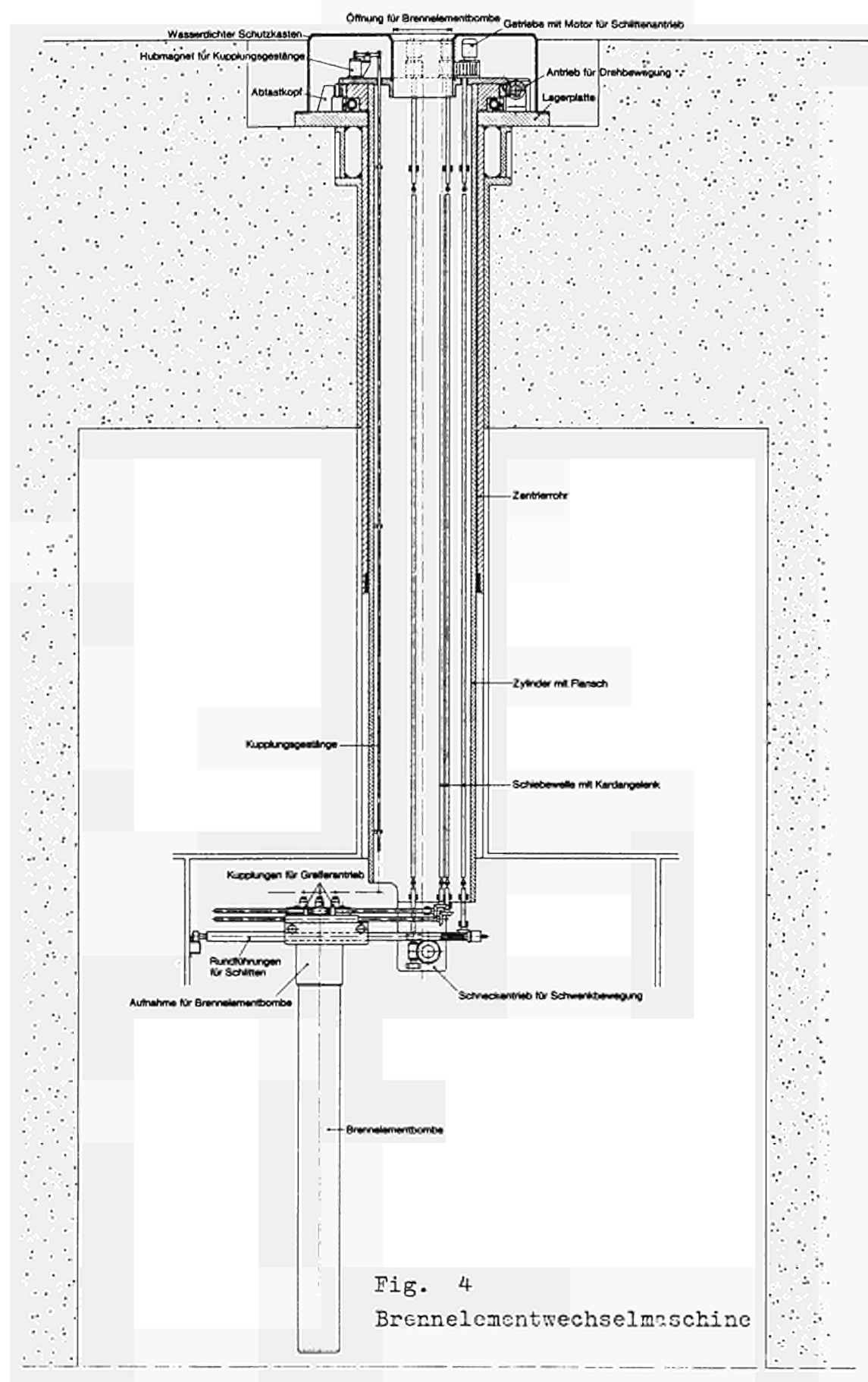
Der Auslegerarm selbst ist vertikal schwenkbar, um nach dem Einführen ein Ausklappen in die Arbeitslage zu gestatten. Der hierzu erforderliche Antrieb erfolgt über eine der Antriebsstangen und ein Schneckenrad. Nach dem Erreichen der Arbeitsstellung wird im Führungsrad auf einer am Kernmantel befestigten, umlaufenden Bahn eine zusätzliche Sicherung der horizontalen Lage herbeiführen.

Auf den runden Führungsstangen des Auslegerarmes wird durch eine weitere Antriebsstange und der zugehörigen Gewindespindel ein Schlitten radial verfahren.

Durch die Drehbewegung des grossen Gehäuserohres und durch das radiale Verfahren des Schlittens auf dem Auslegerarm kann jede Position über dem Kern angefahren werden.

Da jedoch die Brennelementbündel eine quadratische Geometrie haben und naturgemäss auch die Aussparungen im oberen Kerngitter entsprechend ausgebildet sind (siehe Figur 6) muss das Elementbündel eine von der jeweiligen Winkellage des Auslegerarmes zur Kernfiguration abhängigen Relativbewegung erfahren, um in den Kern abgesetzt werden zu können. Dies geschieht dadurch, daß die Brennelementmagazinaufnahme im Schlitten drehbar ausgebildet ist. Der Antrieb erfolgt ebenfalls durch eine Antriebsstange derart, daß bis zu einer  $360^{\circ}$ -Bewegung des Gehäuserohres auch eine  $360^{\circ}$  - Bewegung der Magazinaufnahme erfolgt. Durch diese einfach konstruktive Maßnahme ist sichergestellt, daß das Brennelementbündel immer- unabhängig von der Winkellage des Auslegerarmes- in das quadratische System der Kernfiguration paßt.

Das Brennelementmagazin besteht aus einem zylindrischen Hohlkörper, in welchem die vier Antriebe für das Ein- bzw. Ausfahren der Brennelemente angeordnet sind.



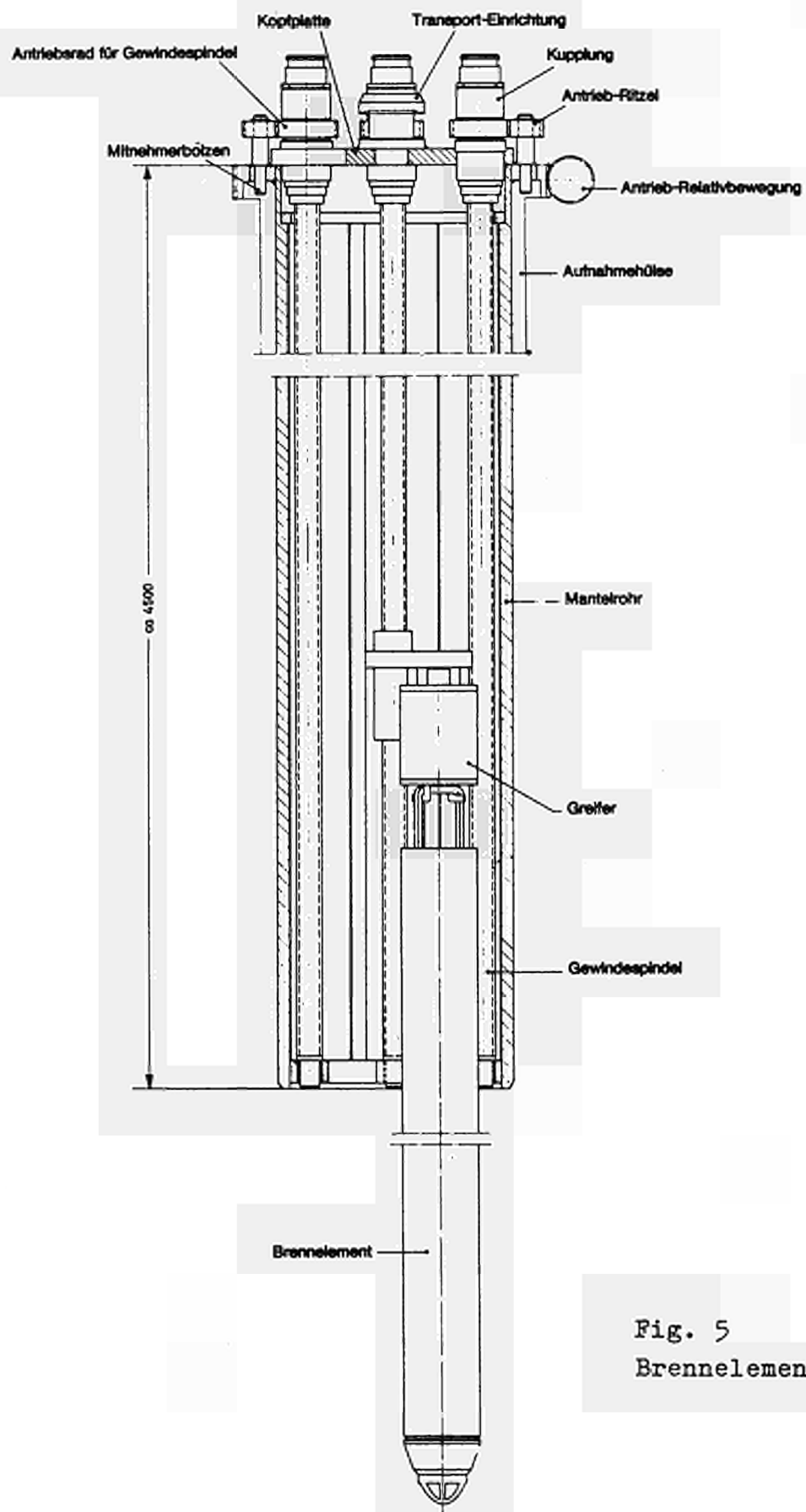


Fig. 5  
Brennelementmagazin

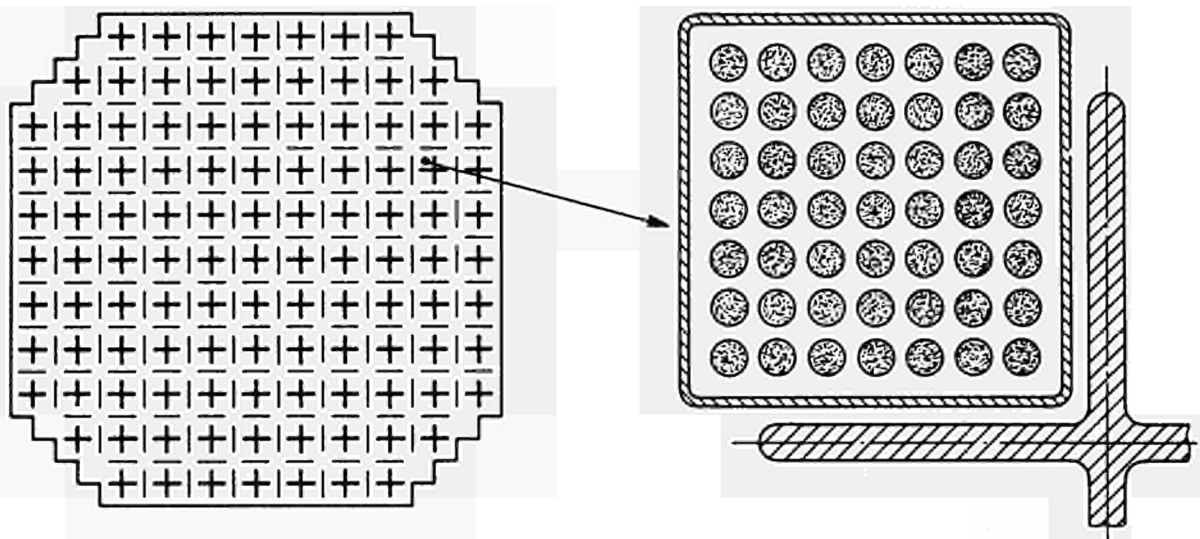


Fig. 6  
Kernquerschnitt

#### 4.3.2 Funktion der Brennelementwechselmaschine

Um die Funktion der Brennelementwechselmaschine zu verdeutlichen, ist es am besten, wenn nachfolgend in kurzen Worten ein solcher Vorgang beschrieben wird.

Zunächst wird der Deckel des kalten, gefluteten Reaktordruckgefäßes aufgeschraubt. Anschliessend wird der Flutraum mit Wasser gefüllt, die Schleuse zwischen dem Brennelementlagerbecken geöffnet, der Reaktordruckgefäßdeckel abgehoben und gelagert. Die Brennelementwechselmaschine wird mit dem nach unten geschwenkten Auslegerarm in die Öffnung des Reaktordruckgefäßes eingeführt und in der einen möglichen Stellung verankert. Dadurch ist

gleichzeitig die stellungsanzeigende Vergleichsmechanik mit der .  
eigentlichen Brennelementwechselmaschine gekuppelt, d.h. es können  
alle Bewegungen der Brennelementwechselmaschine mechanisch auf  
einem zugänglichen Simulator maßgebend festgestellt werden.

Anschliessend wird der Auslegerarm der Brennelementwechselmaschine  
in die Horizontale verfahren, dort arretiert und mit der Auflage  
der Führungsrolle am Kernmantel zusätzlich gesichert.

Das inzwischen im Brennelementlagerbecken mit drei Brennelementen  
gefüllte Magazin wird durch den Gebäudekran durch das Gehäuserohr  
hindurch in den zentrisch stehenden Schlitten in der einzig mög-  
lichen Position eingesetzt. Durch die Wahl der entsprechenden  
Kernposition auf einem Tastenpult wird die gewählte Position elek-  
tronisch gesteuert, jedoch rein mechanisch angetrieben, angefahren.  
Dabei verfährt der Schlitten radial, das Gehäuserohr bewirkt die  
Drehung und das Magazin erfährt die erforderliche Relativbewegung.  
Alle Bewegungsabläufe werden auf dem Simulator mitgefahren und  
können dort kontrolliert werden.

Ist die vorgewählte Position erreicht, daß heißt, daß das Magazin  
genau über einem Steuerstab steht und die Öffnung des Magazins  
4 Elementbündel überdeckt, wird durch den vierten bisher noch lee-  
ren Greifer ein altes Element in das Magazin gezogen, Danach dreht  
sich das Magazin um die senkrechte Achse um exakt  $90^{\circ}$  , sodaß  
ein neues Element über der leeren Kernposition steht. Nun kann  
das neue Element in den Kern eingeführt werden. Anschließend wird  
das Magazin mit seiner Leerstelle über das nächste auszuwechselnde  
Element gebracht und der eben beschriebene Vorgang wiederholt sich.

Ist das Magazin voll mit allen Elementen, wird es gegen ein zweites  
mit neuen Elementen gefülltes Magazin umgetauscht. Dies wiederholt  
sich so lange, bis die Nachladung im Kern erfolgt ist. Dann kann  
die Brennelementwechselmaschine nach dem Hochklappen des  
Auslegerarmes entfernt und das Reaktordruckgefäß geschlossen wer-  
den. (Siehe hierzu auch Fig. 7)

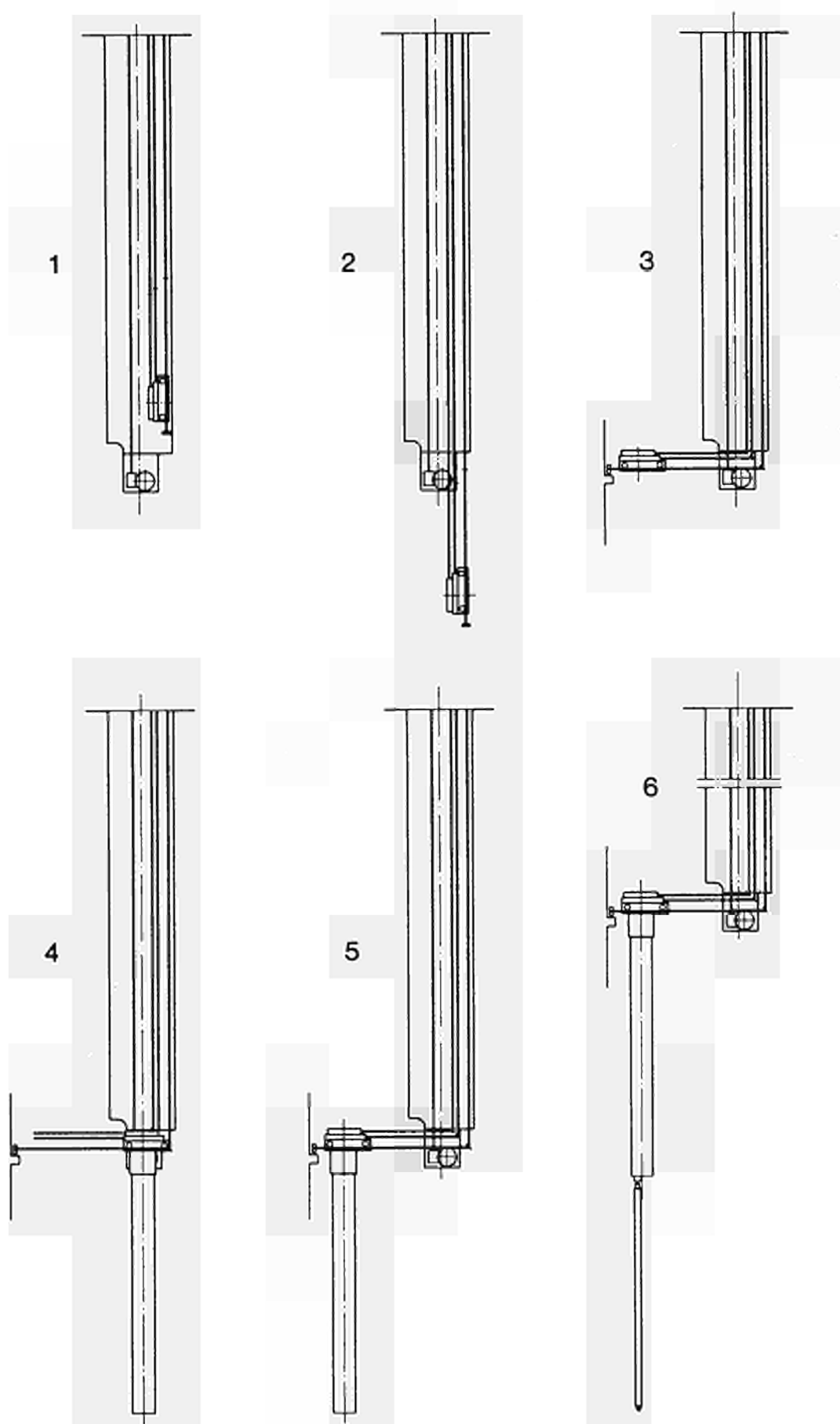


Fig. 7

Ablaufschema eines  
Brennelementwechsels

#### 4.4 Druckabbausystem

Wie eingehend schon kurz erwähnt, werden alle Rohrleitungen ausnahmslos aus dem Boden des Reaktordruckgefäßes nach unten rausgeführt.

Da postuliert wird, daß das Druckgefäß selbst so sicher ausgelegt ist, daß sein Versagen nicht in die Unfallanalyse einbezogen werden muß - das ist die gleiche Annahme wie bei einem Reaktordruckgefäß aus Stahl - ist für die Unfallbetrachtung nur das Versagen der größten, aus dem Reaktordruckgefäß kommenden und nicht absperrbaren Rohrleitung anzunehmen.

Aus diesem Grund wird unterhalb des Reaktordruckgefäßes ein Raum - die sog. Druckkammer - vorgesehen. In ihr sind alle Rohrleitungen sowie die Steuerstabantriebe und die internen Axialpumpenantriebe mit den zugehörigen Armaturen untergebracht. (Vergleiche hierzu Fig. 8)

Versagt in diesem Raum ein druckführendes Bauteil so, daß das Reaktordruckgefäß leerlaufen würde, so wird der austretende Dampf durch den entstandenen Überdruck in die im Boden der Druckkammer eingelassenen Kondensationsrohre in ein, in der Kondensationskammer bereitgestelltes Wasserreservoir gedrückt und dort kondensiert.

Gleichzeitig wird durch andere Rohrleitungen eine derart grosse Wassermenge in das Reaktordruckgefäß gedrückt, daß die Nachwärme des Kernes abgeführt wird. Dadurch ist eine Beschädigung der Brennelemente ausgeschlossen.

Die Auslegung des Druckabbausystems auf den größten anzunehmenden Unfall- das ist der vorst. erwähnte Rohrleitungsbruch -kann hier nicht weiter behandelt werden, da sonst mit Sicherheit der Rahmen dieses Vortrages gesprengt würde. Deshalb wird nachfolgend nur noch ein Diagramm des Druckverlaufes in Druck- und Kondensationskammer nach einem Unfall gezeigt.



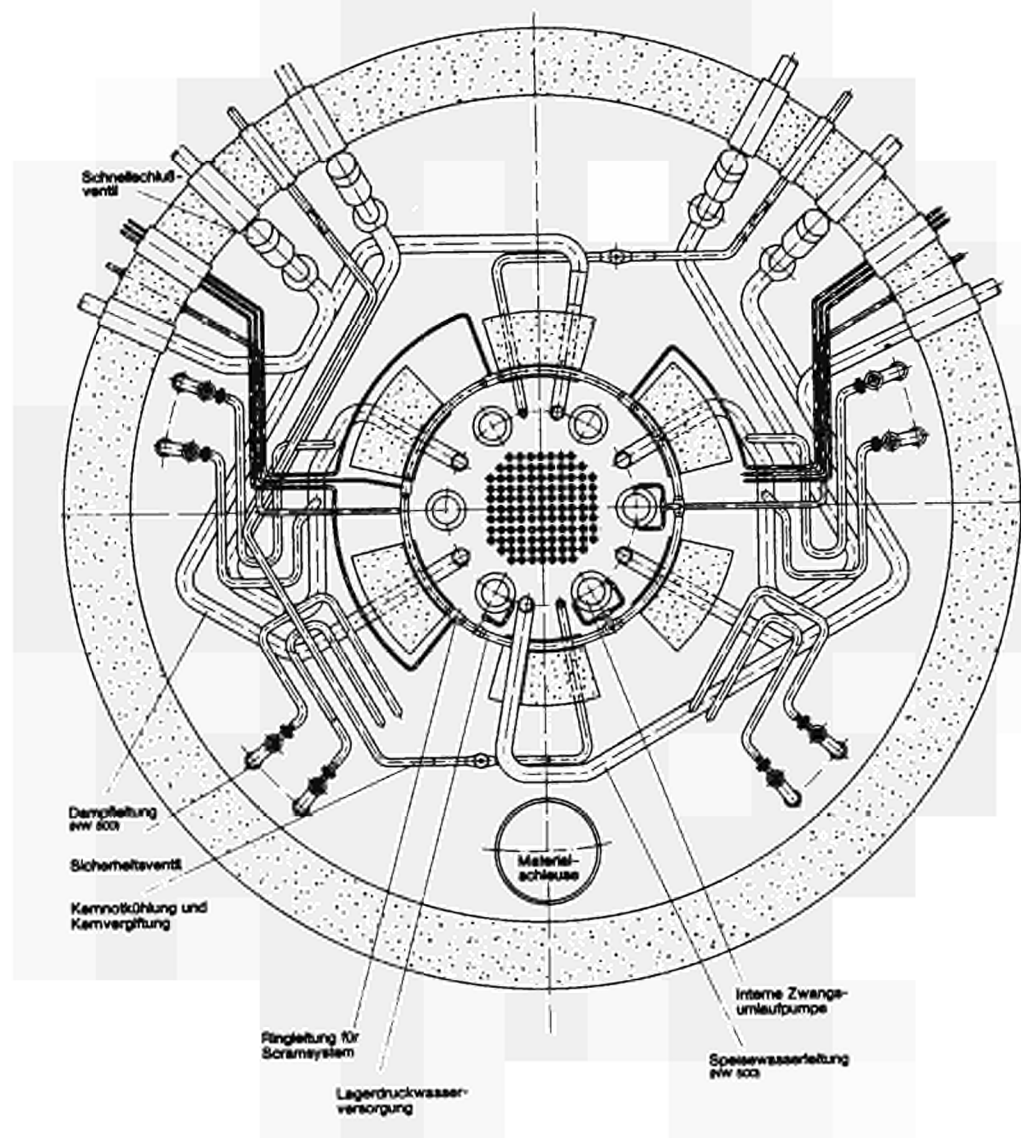


Fig. 8

Druck- und Kondensations-  
kammer

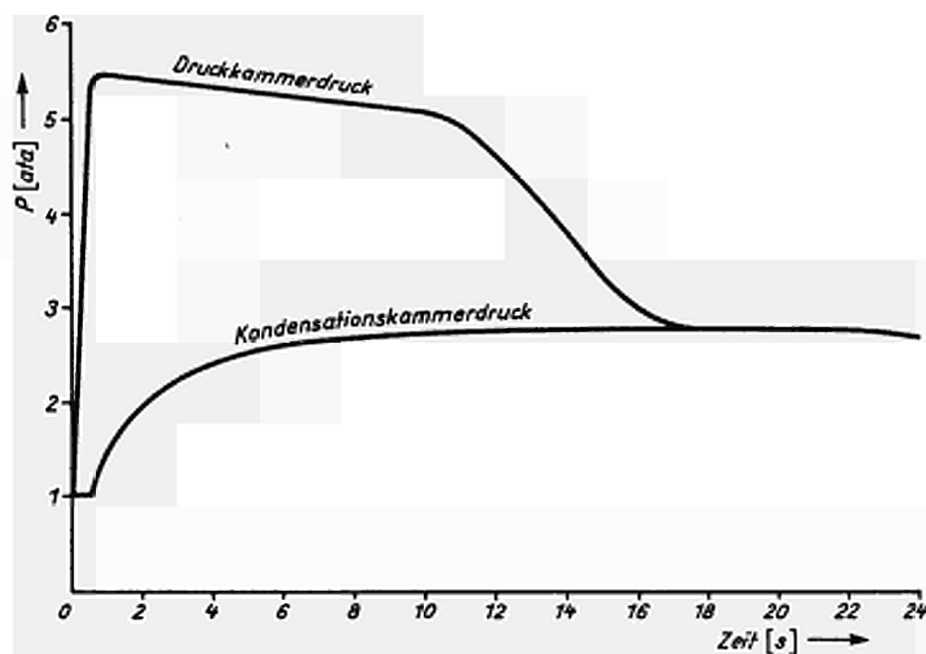


Fig. 9  
Druckverlauf in  
Druck- und Kondensa-  
tionskammer nach einem  
angenommenen Unfall

Zu erwähnen ist hier nur noch, daß eine Schleuse den Zugang zur Druckkammer ermöglicht, und daß diese Schleuse aus Transportgründen senkrecht angeordnet ist. Selbstverständlich muß eine Stahlauskleidung der Druck- und der Kondensationskammer eine technische Gas- und Druckdichtigkeit geben.

## 5.0 Reaktorgebäude

Eingangs dieses Abschnittes muß festhalten werden, daß das Reaktor-gebäude mit allen in ihm untergebrachten Anlagen direkt mit einem Kesselbau einer konventionellen Dampf-Kraftanlage vergleichbar ist. Man kann es als "Nukleares Dampferzeugungssystem" bezeichnen.

### 5.1 Grundsätzlicher Aufbau des Reaktorgebäudes

Das Reaktorgebäude hat eine Gesamthöhe von 80,0 m, eine Breite von 33,0 m und eine Länge von 42,0 m im Bereich von Druck- und Kondensationskammer sowie eine Länge von 36,0 m im Bereich des Reaktor-druckgefäßes und darüber. (Vergl. hierzu Fig. 10 und 11)

Durch diese Abmessungen ergibt sich ein Gebäudevolumen von ca. 100 000 m<sup>3</sup>. Hiervon stehen 84 000 m<sup>3</sup> für die Hilfsanlagenteile zur Verfügung, da das Reaktordruckgefäß mit Druck- und Kondensationskammer einen Raumbedarf von ca. 16 000 m<sup>2</sup> haben.

In diesen 84 000 m<sup>3</sup> sind folgende Anlagenteile untergebracht :

Raum	Nr. 1	Noteinspeiseturbine
Raum	Nr. 2	Notkondensationsturbine
Raum	Nr. 3	Aktivsammeltank
Raum	Nr. 4	Pumpenraum
Raum	Nr. 5	Pumpen für Aktivsammeltank
Raum	Nr. 6	Pumpen für Aktivsammeltank
Raum	Nr. 7	Reaktorreinigungspumpen
Raum	Nr. 8	Armaturen
Raum	Nr. 9	Hilfswarte
Raum	Nr. 10	Abwasserprüfbehälter
Raum	Nr. 11	Abwasserprüfbehälter
Raum	Nr. 12	Abwasser- und Abklingbehälter
Raum	Nr. 13	Vorlagebehälter
Raum	Nr. 14	Dekantier- und Filtrierpumpen
Raum	Nr. 15	Destillatbehälter
Raum	Nr. 16	Faßabnahme und Faßlager (leere Fässer)
Raum	Nr. 17	Abbaubehälter

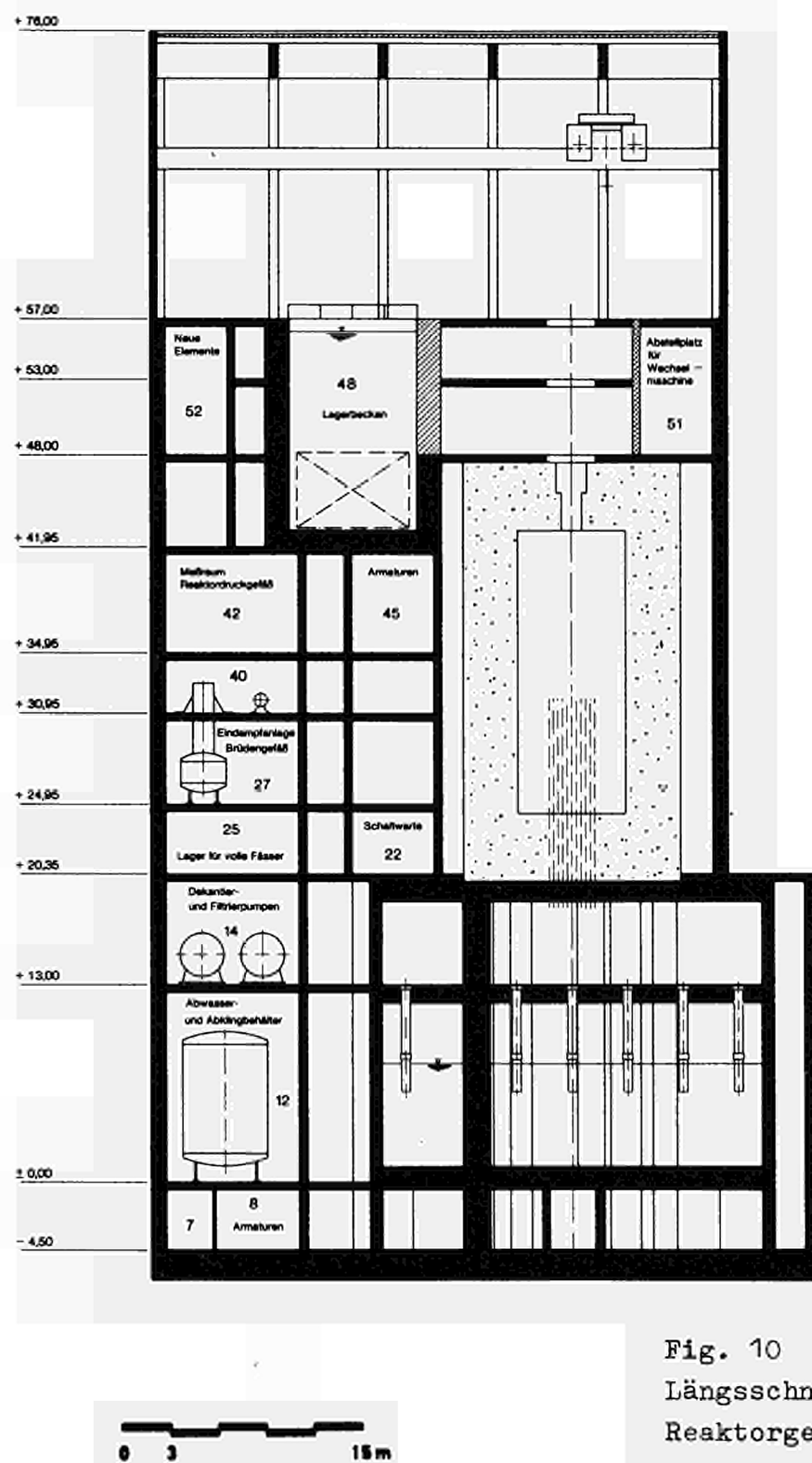


Fig. 10  
Längsschnitt durch das  
Reaktorgebäude

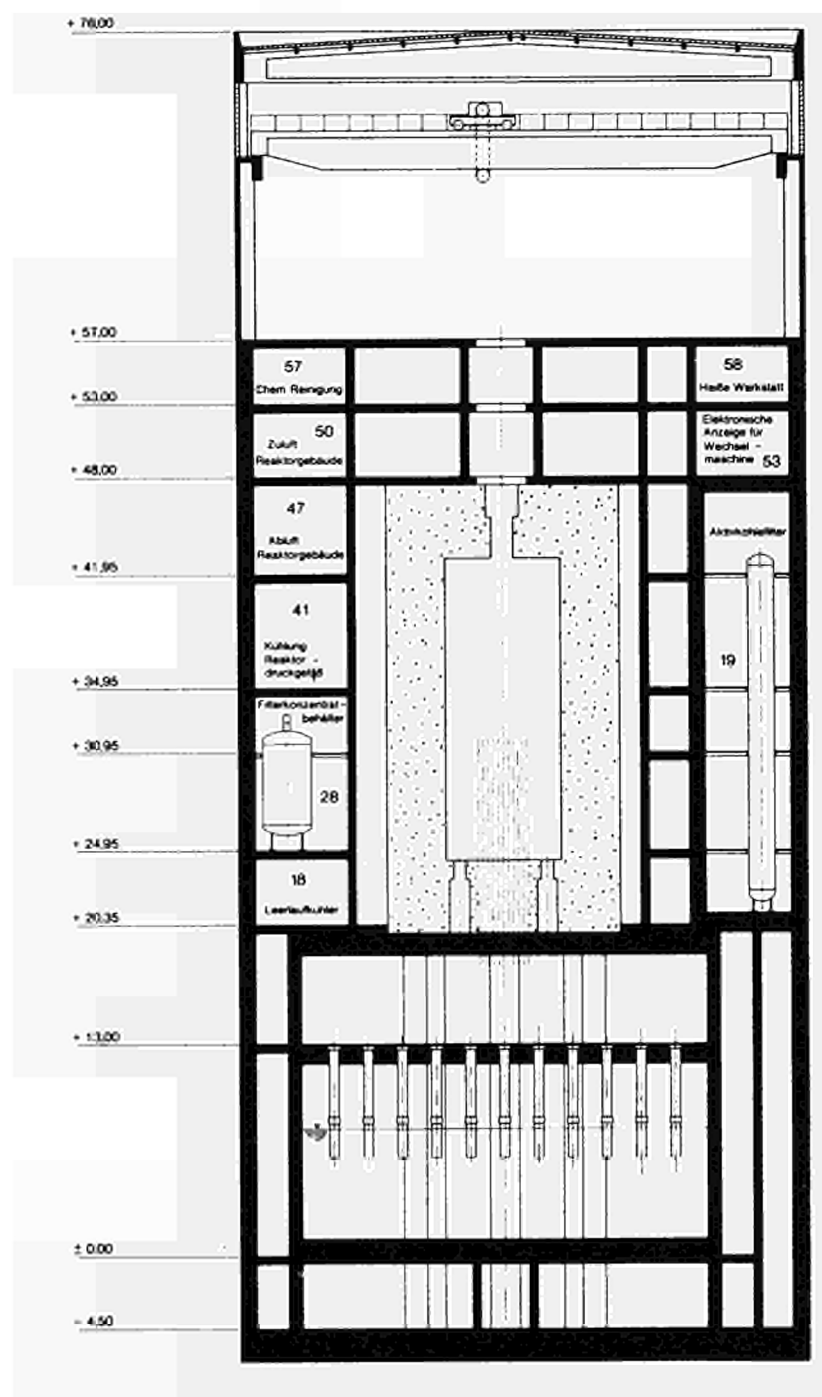


Fig. 11  
Querschnitt durch das  
Reaktorgebäude

Raum Nr. 18	Leerlaufkühle
Raum Nr. 19	Aktivkohlefilter
Raum Nr. 20	Verdampferspeisebehälter
Raum Nr. 21	Abfüllstation
Raum Nr. 22	Hilfswarte
Raum Nr. 23	Schnellabschaltbehälter
Raum Nr. 24	Trockenluftkühler
Raum Nr. 25	Lager für volle Fässer
Raum Nr. 26	Schleuse
Raum Nr. 27	Eindampfanlage-Brüdengefäß
Raum Nr. 28	Filterkonzentratbehälter
Raum Nr. 29	Sandfilter
Raum Nr. 30	Kläranlage
Raum Nr. 31	Gaskühler
Raum Nr. 32	Mischbettfilter
Raum Nr. 33	Schwebstofffilter
Raum Nr. 34	Schwebstofffilter
Raum Nr. 35	Regenerativ-Wärmetauscher und Notkühler
Raum Nr. 36	Verdampferkonzentratbehälter
Raum Nr. 37	Konzentratbunker
Raum Nr. 38	Instrumentierung für Druckgefäßkühlung
Raum Nr. 39	Waschwasserfilter
Raum Nr. 40	Destillatkühler, Kondensat- und Gaskühler Abstreifersäulen
Raum Nr. 41	Kühlung des Reaktordruckgefäßes
Raum Nr. 42	Messungen am Reaktordruckgefäß
Raum Nr. 43	Anschwemmstation
Raum Nr. 44	Primärreinigungsfilter, Druckhaltepumpen
Raum Nr. 45	Armaturen
Raum Nr. 46	Abluft des Maschinenhauses
Raum Nr. 47	Abluft des Reaktorgebäudes
Raum Nr. 48	Lager für gebrauchte Brennelemente
Raum Nr. 49	Zuluft des Maschinenhauses
Raum Nr. 50	Zuluft des Reaktorgebäudes

Raum Nr. 52	Lager für neue Brennelemente
Raum Nr. 53	Elektronik der Wechselmaschine
Raum Nr. 54	Mechanische Anzeige der Wechselmaschine
Raum Nr. 55	Bedienungsfläche

Andere, ebenfalls erforderliche Räume wie z.B. Verbindungsgänge, Treppenhäuser, Aufzug, Montageschacht, Rohrleitungs- und Kabelkanäle sind selbstverständlich vorgesehen, jedoch in der vorstehenden Liste nicht einzeln aufgeführt.

Die Gebäudehöhe wurde maßgeblich durch das Druckabbausystem (d.h. Druck- und Kondensationskammer) mit dem darüberliegenden Reaktordruckgefäß und den darüber zur Durchführung des Brennstoffwechsels erforderlichen Räumen bestimmt. Das Kellergeschloß, das unter dem Druckabbausystem angeordnet ist, um günstige Anlaufhöhen für die Pumpen zu erhalten, vervollständigt die erforderlichen Angaben zur Ermittlung der Gebäudehöhe. Länge und Breite des Reaktorgebäudes beruhen auf den Abmessungen von Reaktordruckgefäß, Druckabbausystem und Lagerbecken für gebrauchte Brennelemente.

## 5.2 Einzelheiten der Raumaufteilung

Die gesamte Raumanordnung wurde so gewählt, daß die Lasten möglichst direkt auf den Baugrund abgeleitet werden können. Bei den Verbindungsgängen wurde darauf geachtet, daß eine Mindestbreite von 2,0 m nicht unterschritten wird.

Um Rohrleitungen und elektrische Kabel vernünftig führen und verlegen zu können, wurden senkrechte, nahezu ununterbrochene Kanäle vorgesehen. Die Querverteilung von Rohrleitungen und Kanälen erfolgt in abgeschlossenen Kanälen, die nach Möglichkeit weitgehend über den Verbindungsgängen angeordnet wurden. Gleichzeitig wurde auf günstige Verlegungsmöglichkeiten der Be- und Entlüftungskanäle geachtet.

Gleichzeitig wurde dafür Sorge getragen, daß die eingezogenen

Decken und Wände soweit eine Strahlenabschirmung ergeben, daß eine uneingeschränkte Begehbarkeit des Reaktorgebäudes sichergestellt ist.

Um das Reaktordruckgefäß von Lasten, die nicht aus dem Reaktorbetrieb kommen, freizuhalten, wurde das gesamte Reaktordruckgefäß mit einer Wand derart umgeben, daß zwar eine Inspektion der Außenseite des Reaktordruckgefäßes uneingeschränkt möglich ist, die Lasten der aufliegenden Decken jedoch durch die Wände auf den Baugrund abgeleitet werden.

Die Zwischendecke im Bereich des Druckabbausystems wird ebenfalls so abgestützt, daß das Druckabbausystem nicht durch externe Kräfte beansprucht werden kann.

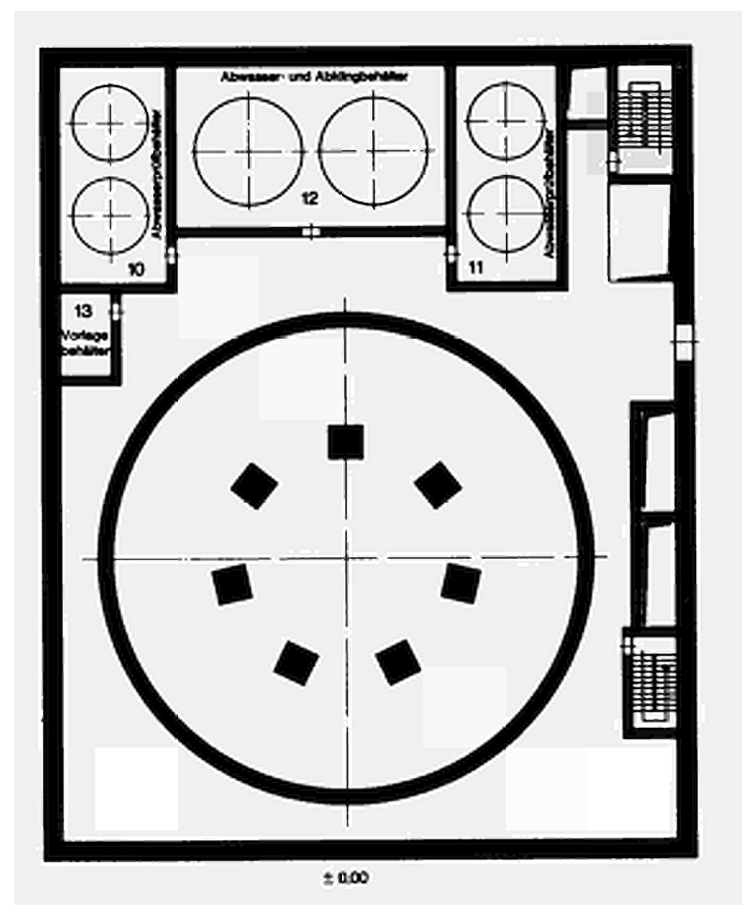
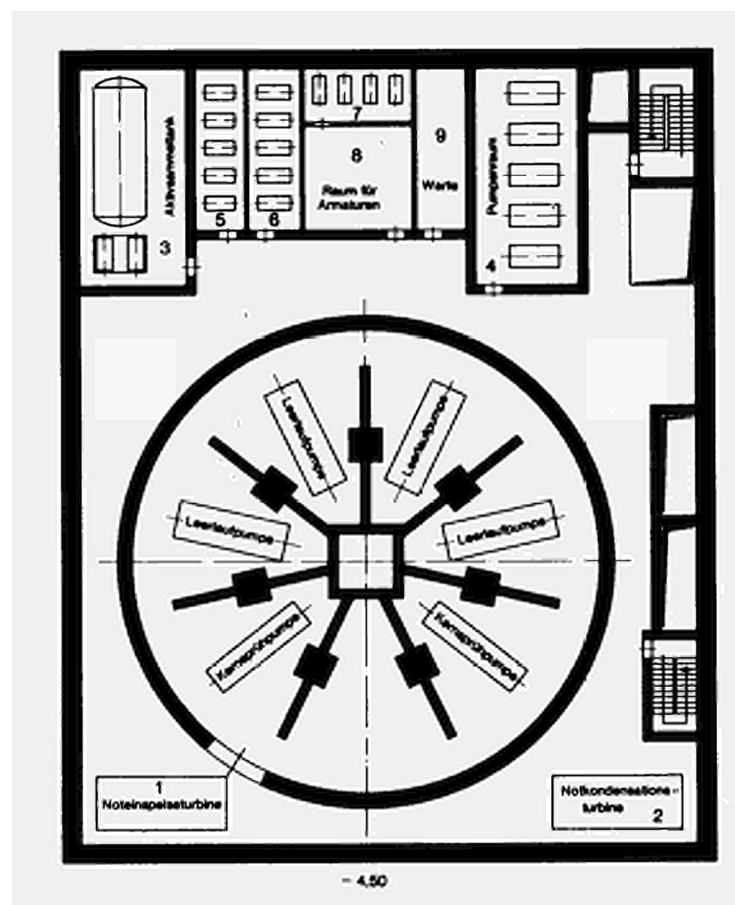
Die Stärke der Gebäudeaußenwände wurde nicht nur durch die Statik , sondern auch durch die erforderlichen Abschirmquerschnitte bestimmt.

Unter dem Druckabbausystem wurden in einem Ringraum (Kellergeschoß) die Leerlauf- und Kernsprühpumpen angeordnet, um möglichst günstige Zulaufverhältnisse für die Pumpen und einfache Rohrleitungsführungen zu erhalten, da das Wasser für diese Pumpen und für die ebenfalls im Kellergeschoß angeordneten Noteinspeise- und Notkondensationsturbinen aus der Kondensationskammer abgezogen wird.

Das Reaktorgebäude besitzt zwei durchgehende Treppenhäuser. Eines davon ist mit einem Personenaufzug versehen, von dem aus jedes Geschoß zu erreichen ist. Ferner wurde im Reaktorgebäude eine Montageöffnung vorgesehen, die durch das gesamte Bauwerk hindurchgeführt und durch den Gebäudekran erreicht werden kann.

Die in dem vorhergehenden Kapitel aufgezählten Räume für die Betriebs- und Sicherheitssysteme werden hier nicht besonders betrachtet, da ihre Funktion bekannt und die Raumaufteilung aus den einzelnen Abbildungen zu entnehmen ist (siehe Fig.12,13,14,15,16 17,18,19 20,21 )





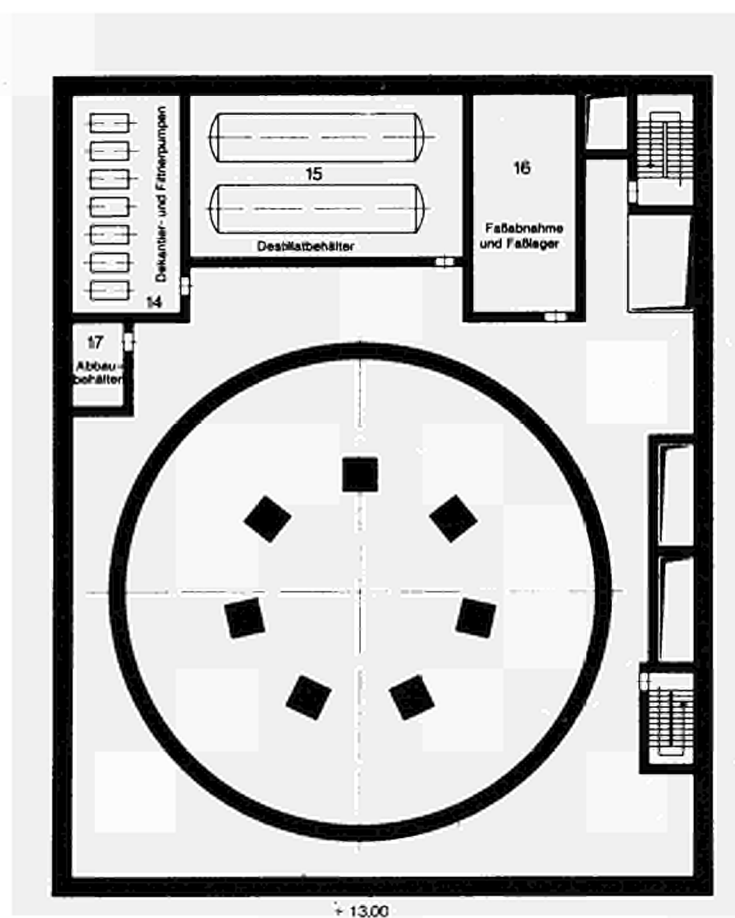


Fig. 14

1 cm  $\hat{=}$  3,9 m

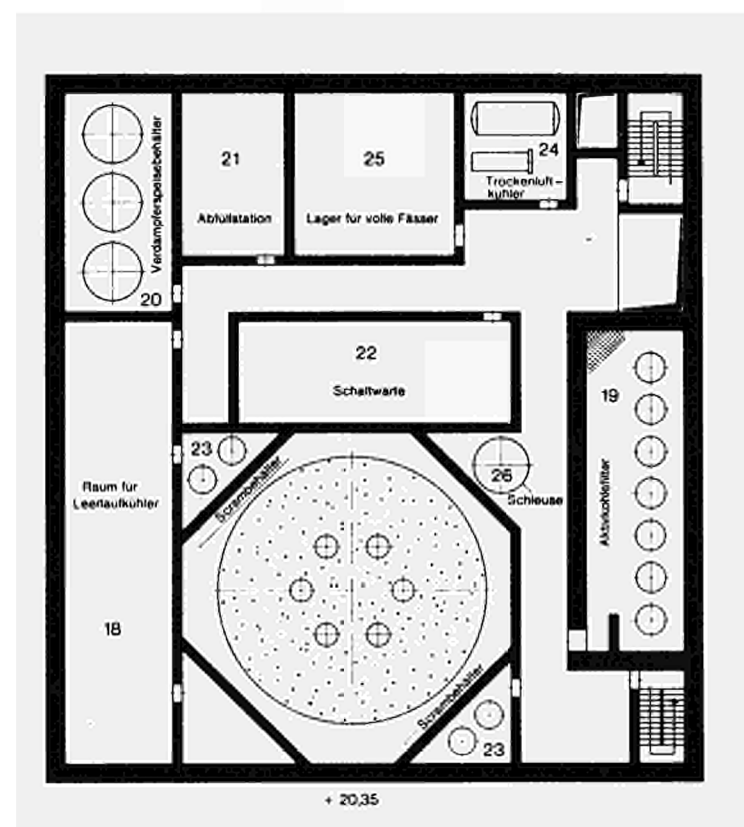


Fig. 15

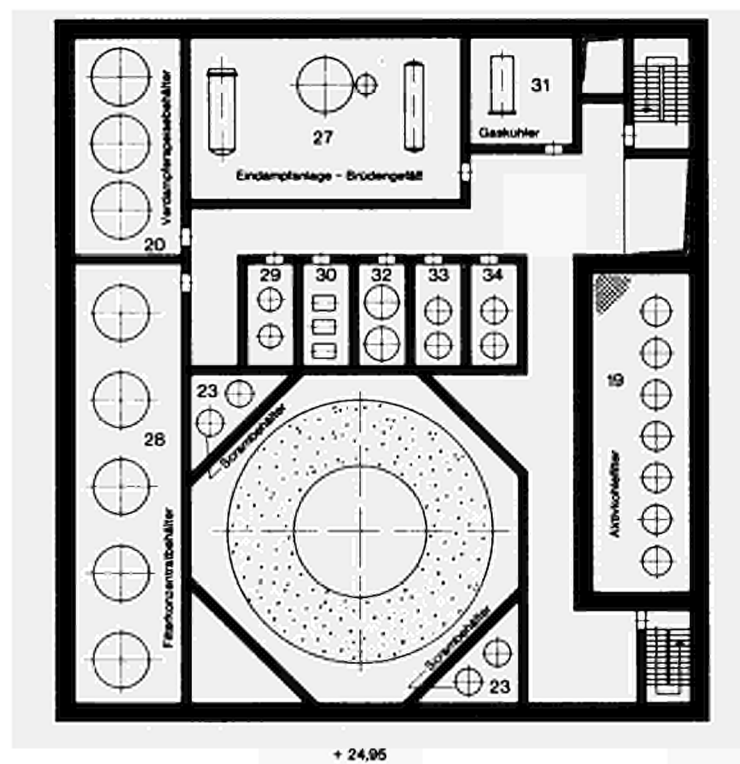


Fig. 16

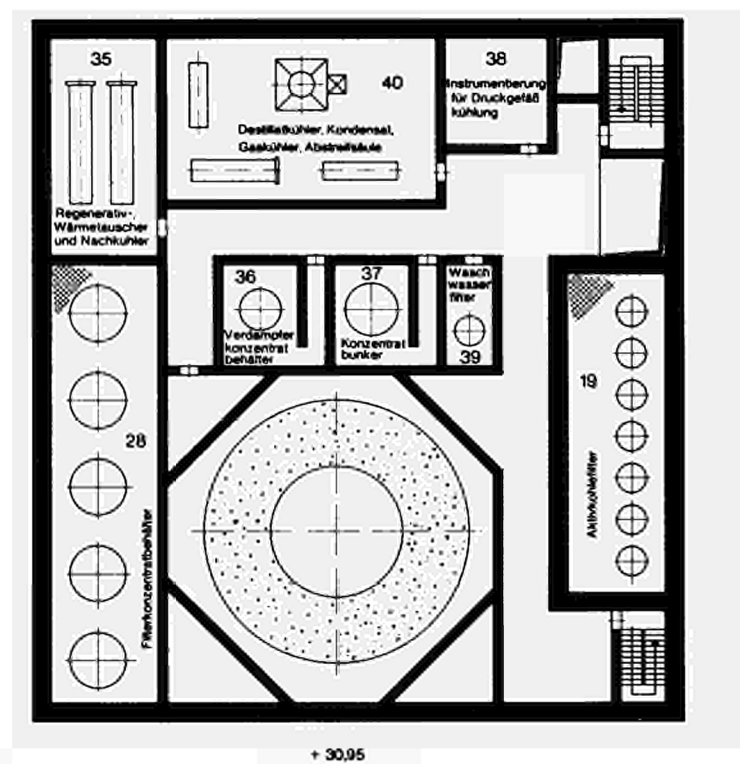
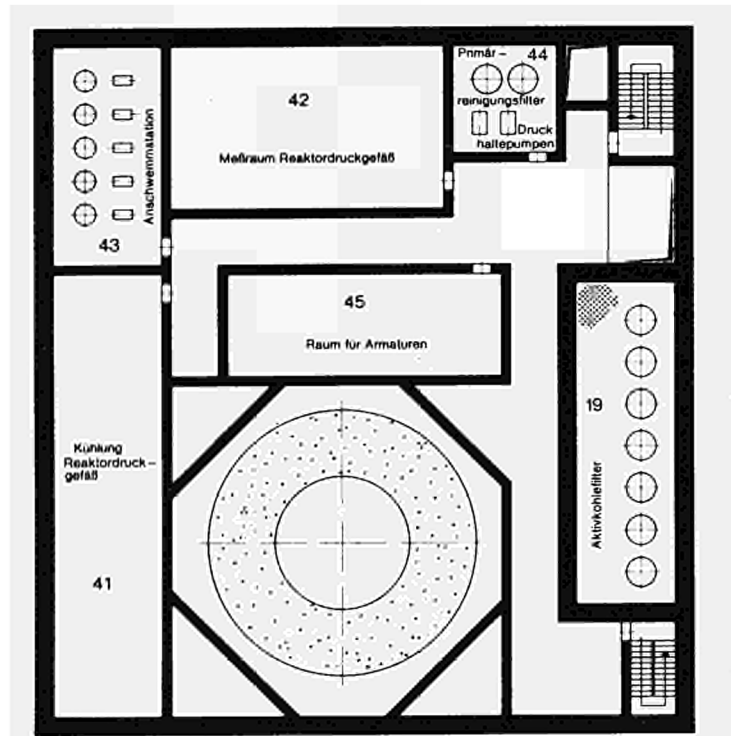


Fig. 17

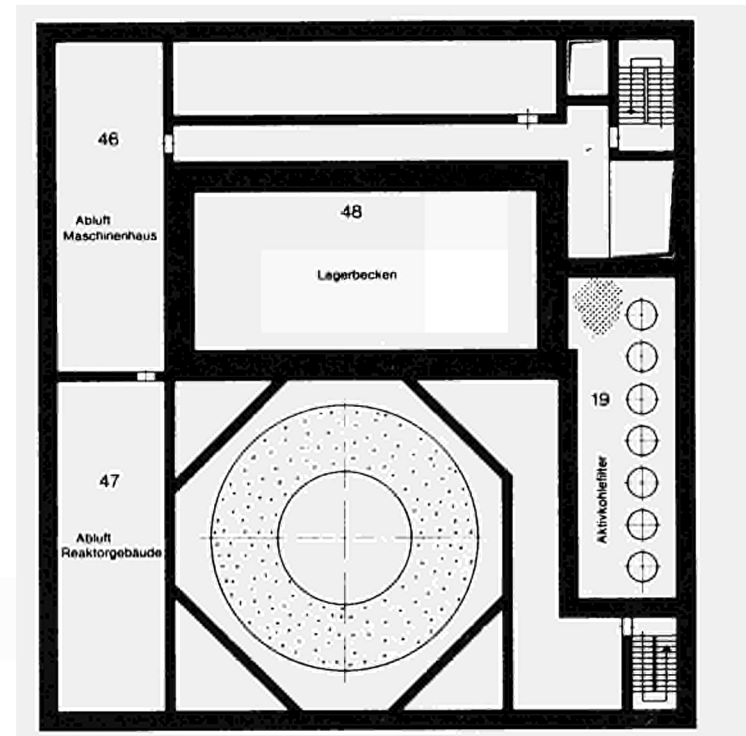
1 cm  $\hat{=}$  3,9 m



+ 34,95

Fig. 18

1 cm  $\hat{=}$  3,9 m



+ 41,95

Fig. 19

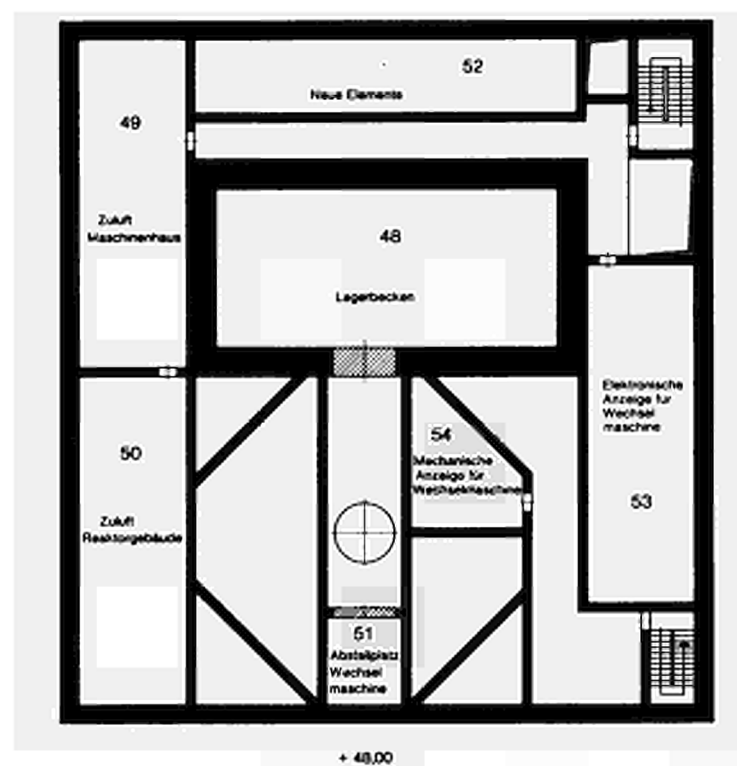


Fig. 20

1 cm  $\hat{=}$  3,9 m

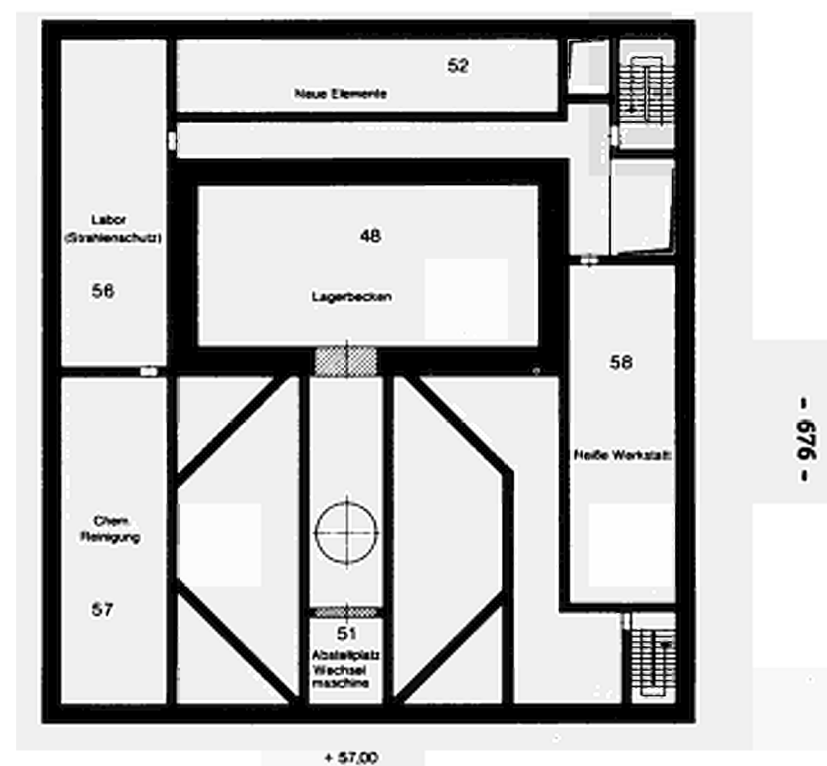


Fig. 21

Auf der Ebene + 34,95 (Fig.18) liegen Räume für die Aggregate zur Kühlung des Reaktordruckgefäßes und der dazu notwendigen Instrumentierung (Raum Nr. 41 und Nr. 42). In diesen Räumen können auch z.B. die infolge von Wechselbeanspruchung (Laständerungen) auftretenden Formänderungen des Spannbetonreaktordruckgefäßes registriert werden.

In der Höhe des Lagerbeckens für gebrauchte Brennelemente (Fig. 20, Raum Nr. 53 und Nr. 54 ) befinden sich auch die Räume für die mechanische und elektronische Überwachung der Brennelementwechselmaschine. Die Brennelementwechselmaschine selbst wird, wenn sie nicht benutzt wird, im Raum Nr. 51 neben dem Lagerbecken für gebrauchte Brennelemente abgestellt.

#### 6.0 Qualitativer Vergleich einer 600 MWe Kernkraftwerksanlage mit Siedewasserreaktor mit einem Reaktordruckgefäß aus Stahl und einem solchen aus Spannbeton

Bei diesem Vergleich werden nur die wesentlichen Unterschiede aufgezählt und betrachtet, die unmittelbar durch die verschiedenen Reaktordruckgefäße bedingt sind. Wesentliche Unterschiede bestehen bei

- dem Reaktordruckgefäß
- dem Sicherheitsbehälter (Druckabbausystem)
- dem Reaktordruckgefäßeinbauten
- dem Brennelementwechsel
- dem Reaktorgebäude
- den Sicherheitsbetrachtungen
- der Terminplanung und dem Bauablauf

Nachfolgend werden diese Punkte im einzelnen kurz behandelt.

##### 6.1 Reaktordruckgefäß

Die grundsätzlichen Unterschiede für diese beiden Möglichkeiten beruhen auf den Unterschieden bei dem Material, der Geometrie des Druckgefäßes und bei der Sicherheit gegen Überlastung und Druck.

### 6.1.1 Material

Da die Bauarbeiten an einem Betondruckgefäß weniger qualifizierte Arbeiter erfordern als die bei einem Stahldruckgefäß, ist die Zusammensetzung des Arbeitsteams für die Betonarbeiten nicht so schwierig. Es können dazu Arbeiter aus der näheren, ggf. auch ländlichen Umgebung des Kraftwerksstandortes eingestellt werden. Dagegen erfordert ein Stahldruckgefäß für die Vorfertigung in der Fabrik und für die Endmontage auf der Baustelle hochqualifizierte Kräfte und darüberhinaus Fertigungsmöglichkeiten (z.B. große Glühöfen), die nur selten anzutreffen sind.

Betrachtet man die technologischen Grenzen für die Ausführung, so stellt man fest, daß bei einem Betondruckgefäß die Wanddicke erheblich vergrößert werden kann, ohne daß die Arbeitsvorgänge sich dadurch wesentlich ändern, oder daß die Festigkeitseigenschaften merklich reduziert werden. Beim Stahldruckgefäß dagegen verändert eine wesentliche Erhöhung der Wanddicke die technologischen Eigenschaften des Stahles (Festigkeit und Zähigkeit nehmen ab) und die Schweißverfahren zur ungünstigen Seite. Es muß jedoch beachtet werden, daß die Stahlindustrie bei Druckgefäßen für Siedewasserreaktoren bis zu einer Größe von mehr als 1200 MWe noch vor keinen umwälzend neuen Problemen steht.

Gewisse Unsicherheiten bestehen beim Spannbetondruckgefäß noch bezüglich der Wärmeisolierung selbst und deren Anordnung sowie dem Schwind- und Kriechverhalten des Betones unter Temperatur- und Strahlenbelastung. Man muß ebenfalls den erhöhten Aufwand beachten, der durch die erforderliche Kühlung des Betones mit einem geeigneten Kühlmittel, das durch besondere Konstruktionen (z.B. Kühlschlangen) geleitet wird, bedingt ist und die Kosten beeinflusst. Da noch wenig Erfahrungswerte über das Langzeitverhalten von Spannbetondruckgefäßen vorliegen, erscheint es zur Zeit noch notwendig, Spannglieder und Beton auf ihre Funktionsfähigkeit regelmässig zu überprüfen. Dieser Punkt kann jedoch auch als Vorteil angesehen werden. Er wird deshalb bei der Sicherheitsbetrachtung noch einmal behandelt.

### 6.1.2 Geometrie des Reaktordruckgefäßes

Beide Behälter haben eine zylindrische Form , aber sehr unterschiedliche Abmessungen. Die inneren Abmessungen des Stahlgefäßes sind

- lichter Durchmesser    5,5 m
- lichte Gesamthöhe     20,0 m

Die entsprechenden Maße des Spannbetongefäßes sind :

- lichter Durchmesser    7,1 m
- lichte Gesamthöhe     20,0 m .

Der Grund für diesen erheblichen Unterschied ist, daß beim Stahldruckgefäß in der Zylinderwandung Rohrleitungsdurchführungen angeordnet sind, während beim Gefäß aus Spannbeton dies nicht der Fall ist und deshalb alle Rohrleitungen im Rückströmraum außerhalb des Kernmantels nach unten geführt werden müssen. Ausserdem besteht in diesem Zusammenhang noch ein erheblicher Unterschied in den Abmessungen des Reaktordruckgefäßdeckels. Während beim Reaktordruckgefäß aus Stahl der volle Querschnitt freigemacht werden kann, ist das Spannbetondruckgefäß nur mit einer relativ kleinen Öffnung versehen. Diese Maßnahme erfordert ein Umdenken bei der Einbautenmontage und bei der Brennelementhandhabung. In Fig. 22 wird im gleichen Maßstab dargestellt, wie sich die Abmessungen durch die Anwendung von Spannbeton als Werkstoff ändern.

Trotz der wesentlichen grösseren Abmessungen des Druckgefäßes aus Spannbeton werden die Abmessungen des Reaktorgebäudes kaum verändert, da durch die dicke Spannbetonwand die beim Stahlgefäß erforderliche biologische Abschirmung (biol.Schild von ca. 1,5 m Dicke), sowie Druckgefäßaußenisolierung und damit verbundene Montagefreiheiten entfallen können.



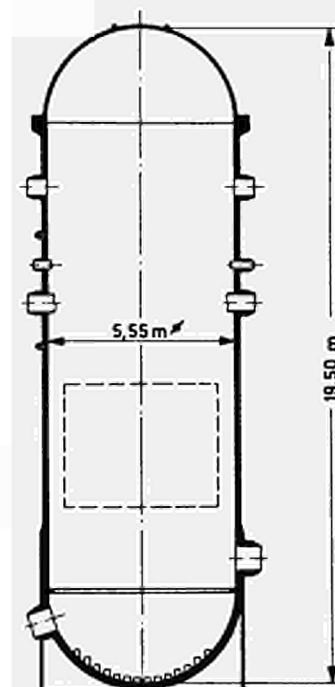
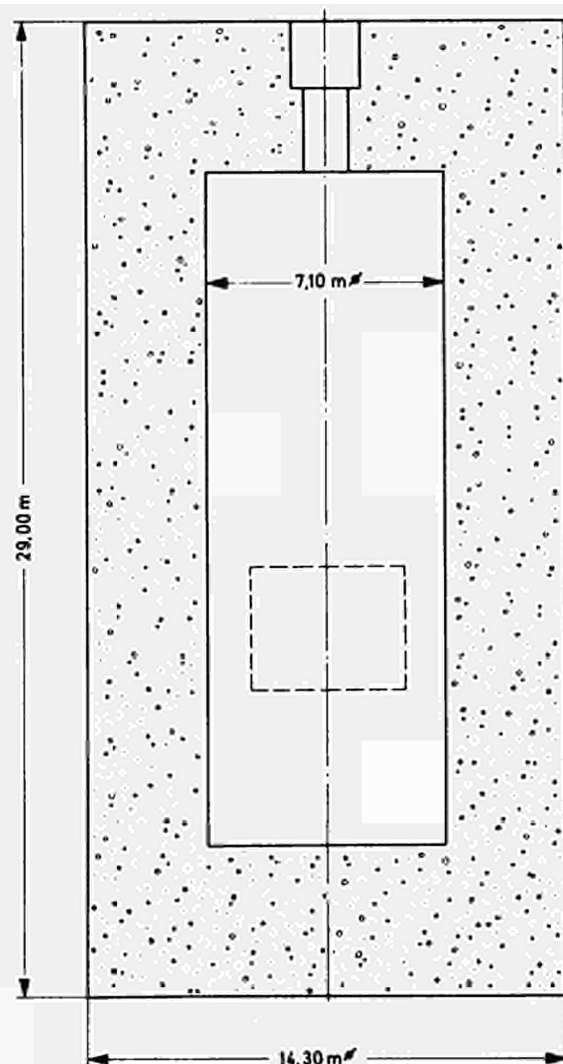


Fig. 22

Abmessungen von Stahl- und Spannbetondruckgefäßen  
für eine 600 MWe - Siedewasserreaktoranlage

### 6.1.3 Überlastungs- und Bruchsicherheit

Wie allgemein bekannt ist, wird das Stahldruckgefäß aus einzelnen Elementen - seien es nun geschmiedete Ringe oder gebogene bzw. gekümpelte Stahlplatten - zusammengeschweißt und anschließend plattiert. Aus diesem Grunde liegt ein heterogenes Material vor, bei dem Betrachtungen über die Sprödbuchanfälligkeit unumgänglich sind. Um grössere Schäden am Reaktordruckgefäß aus Stahl mit Sicherheit ausschließen zu können, werden sorgfältige Werkstoff- und Schweißnahtprüfungen sowie Druckproben vorgenommen.

Das Spannbetondruckgefäß steht durch die Vorspannung unter erheblichen Druckspannungen, die dann im Betriebszustand durch den Innendruck und die Temperatur abgebaut werden.

Es entstehen im Betriebszustand somit nur in der Außenfaser sehr geringe Zugspannungen, die noch zu keinen Rissen führen. Der übrige Querschnitt hat weiterhin hohe Druckspannungen. Selbst wenn an einzelnen Stellen an der Außenfläche Risse auftreten würden, wird dadurch die Tragfähigkeit des gesamten Querschnittes nicht beeinträchtigt. Die bei einer Überbelastung auftretenden Risse können als Warnzeichen dienen und bei ständiger Überwachung ist eine Notabschaltung bei zu grossen Rissen möglich.

Diese Sicherheitseinrichtung bringt einen wesentlichen Vorteil gegenüber dem Stahldruckgefäß.

## 6.2 Sicherheitsbehälter (Druckabbausystem)

Die durch die verschiedenen Materialien bedingten Unterschiede sind ähnlich wie beim Druckgefäß. Jedoch liegt man hier gerade bei einem Druckabbausystem aus Stahl z.Zt. noch weiter von der technischen Grenze entfernt als bei den Druckgefäßen.

Der hauptsächliche Unterschied liegt in der Geometrie und im Aufbau des Sicherheitsbehälters. Bei der Stahlausführung umgibt der Sicherheitsbehälter das gesamte Druckgefäß und besitzt noch eine zweite Dichthaut, um im Falle einer Leckage nach einem Unfall mit Kühlmittelverlust die radioaktiven Stoffe aus dem so entstandenen Zwischenraum absaugen und ins Innere des Druckabbausystemes zurückpumpen zu können. Dadurch wird ein Austritt auch von kleinsten radioaktiven Gasmengen mit Sicherheit verhindert. Im Prinzip wäre dies jedoch auch bei der Spannbetonversion durchzuführen. (Vergleiche hierzu Fig. 26)

Der wesentliche Vorteil der Spannbetonanordnung besteht darin, daß das Reaktordruckgefäß nicht mehr vollständig vom Sicherheitsbehälter umschlossen werden muß, da alle Rohrleitungen durch die Bodenplatte geführt werden.

Ein weiterer Vorteil ist darin zu sehen, daß das Wasserreservoir,

welches auch zur Notkühlung des Reaktors nach einem Unfall benötigt wird, nicht wie bei der Stahlversion in halber Höhe, sondern am tiefsten Punkt des Druckabbausystemes angeordnet ist. Dadurch entfällt eine recht aufwendige Umschalteneinrichtung für Pumpen mit großer Fördermenge. Auch die Zulaufverhältnisse für die Pumpen sind klarer und übersichtlicher.

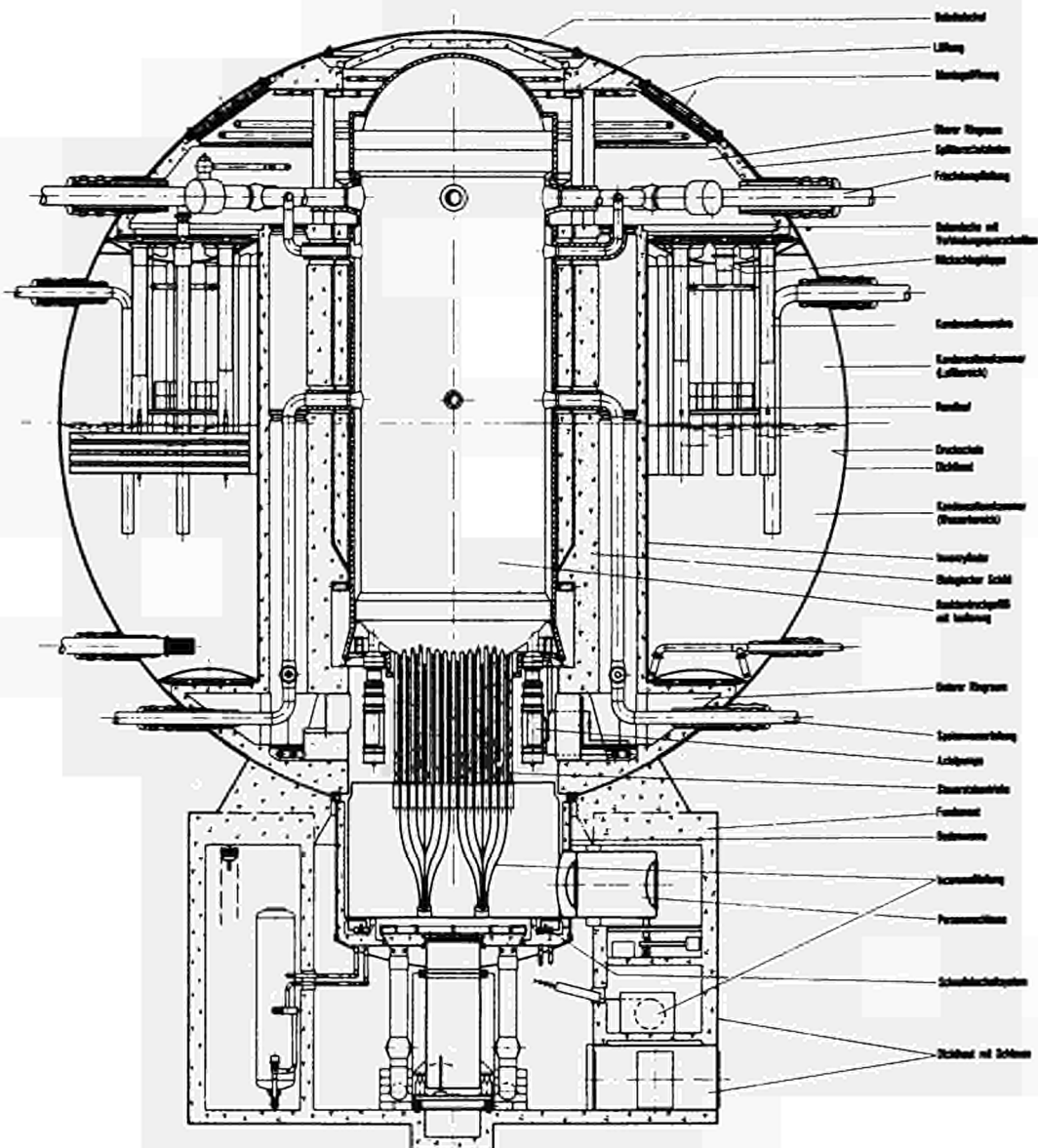


Fig. 23

### Schematische Darstellung eines Stahldruckabbausystems

### 6.3 Reaktordruckgefäßeinbauten

Einige wesentliche Unterschiede der Einbauten im Vergleich zum Stahldruckgefäß verdienen es, herausgestellt zu werden.

Zunächst ist zu bemerken, daß alle Rohrleitungen auf der Außenseite des Kernmantels nach unten aus dem Reaktordruckgefäß herausgeführt werden müssen, damit keine Rohrleitungsdurchführungen durch die Zylinderwand des Spannbetondruckgefäßes erforderlich werden.

Ein weiterer Unterschied ist in der rohrförmigen Verlängerung des eigentlichen Kerndeckels bis zur Beladeöffnung zu sehen. Diese Verlängerung wurde erforderlich, damit beim Einführen der Brennelementwechselmaschine keine Umbauten an den Kernbauteilen erforderlich wurden.

Es ist noch festzuhalten, daß die internen Axialpumpen, die beim Stahldruckgefäß nach oben ausgebaut werden, im vorliegenden Falle nach unten demontiert werden müssen. Dadurch muß durch eine Art von Montageschleuse dafür Sorge getragen werden, daß bei der Demontage der Pumpen das Wasser aus dem Reaktordruckgefäß nicht auslaufen kann.

Zuletzt soll noch erwähnt werden, daß die innere Stahlauskleidung des Betongefäßes größere Probleme aufwirft als die Plattierung eines Stahldruckgefäßes.

### 6.4 Brennelementwechsel

Wie eingangs schon erwähnt, kann im Gegensatz zu einem Stahldruckgefäß nicht der gesamte Gefäßquerschnitt zum Brennelementwechsel geöffnet werden. Dadurch war man gezwungen, eine völlig neue Art der Brennelementhandhabung zu konzipieren. Diese neue Möglichkeit ist zwar für sich gesehen wesentlich teurer als die herkömmliche Art. Sie bietet aber durch das Brennelementmagazin und durch den relativ geringen Platzbedarf derartige Vorteile an, daß eine Anwendung dieses Systemes auch bei Stahlgefäßen zu überlegen sein wird.

Mit Sicherheit war zumindest auf diesem Gebiet die Entwicklungsarbeit und die Anregung durch den Spannbeton fruchtbar.

## 6.5 Reaktorgebäude

Für die beiden Möglichkeiten des Spannbetondruckgefäßes und des Stahldruckgefäßes ergeben sich nur wenig grundsätzliche Unterschiede im Reaktorgebäude, die in einem qualitativen Vergleich interessieren. Abgesehen von der Raumanordnung, die ja weitgehend ähnlich ist, kann vor allem das erforderliche zu umbauende Volumen betrachtet werden.

Bei dem vorliegenden Entwurf eines Reaktorgebäudes für ein Betongefäß wird ein gesamtes Volumen von ca. 100 000 m<sup>3</sup> benötigt, wobei das von dem Reaktordruckgefäß und dem Druckabbausystem eingenommene Volumen ca. 15 800 m<sup>3</sup> beträgt.

Für eine Anlage gleicher Größe mit einem Stahldruckgefäß und einem Druckabbausystem aus Stahl ist das gesamte Volumen nur um ca. 3000 m<sup>3</sup> kleiner, obwohl die Stahlkugel des Druckabbausystemes nur ein Volumen von ca. 10 300 m<sup>3</sup> erfordert. Der Grund für diese Diskrepanz ist darin zu suchen, daß die senkrechten Wände des Spannbetonsystems besser in ein Gebäude einzuordnen sind als eine Kugel.

Aufgrund der nahezu gleichen Volumina und der gleichgroßen Schwierigkeiten beim Bau werden auch die Preise für das Reaktorgebäude vermutlich nahezu übereinstimmen.

## 6.6 Sicherheitsbetrachtungen

Soweit die Sicherheit im Hinblick auf Strukturfestigkeit zu verstehen ist, wurde sie im Abschnitt 5.1.3 schon behandelt.

Ein sehr wesentlicher Unterschied besteht jedoch noch darin, daß bei der Anwendung von Spannbeton nicht mehr das ganze Reaktordruckgefäß vom Sicherheitsbehälter umschlossen ist.

Nach unserer Meinung ist dies auch durchaus berechtigt, da keine

Rohrleitungen das Reaktordruckgefäß an den freistehenden Oberflächen verlassen. Dabei ist allerdings zu beachten, daß für den Reaktor-druckgefäßdeckel dazu noch eingehende Überlegungen erforderlich sind.

Wir geben jedoch zu bedenken, daß bisher unseres Wissens nach zumindest noch keine deutsche Genehmigungsbehörde ihr uneingeschränktes ja zu dieser Anordnung gegeben hat.

Man muss das im Hinblick darauf betrachten, was bei einem negativen Ausgang eines Genehmigungsverfahrens zu tun wäre. Dieses Problem soll hier nur aufgezeigt werden. Dabei ist jedoch zu bedenken, daß bei einer völligen Umschließung eines Druckgefäßes aus Spannbeton mit einem Druckabbausystem der Platzbedarf mit Sicherheit größer und damit nicht wirtschaftlicher wird.

Zwei andere Problemkreise müssen unter dieser Überschrift noch betrachtet werden. Dies ist zunächst die Annahme, daß das Lining undicht wird und dadurch vollentsalztes heißes Wasser in den Beton eindringt, ohne daß es sofort bemerkt wird. Die zweite Frage ist, was geschieht, wenn das Kühlsystem des Spannbetondruckgefäßes ausfällt oder undicht wird.

## 6.7 Terminplanung und Bauablauf

Beim Vergleich der beiden Planungsdiagramme (siehe Fig. 27 und 28) für eine Anlage mit Stahldruckgefäß und für eine Anlage mit Spannbetondruckgefäß erkennt man die wesentlichen Unterschiede zwischen den beiden Lösungen in Bezug auf den zeitlichen Bauablauf.

Als erstes kann man feststellen, daß die Differenzen im Bauablaufprogramm für das Druckgefäß auf die übrigen Bauteile wenig Einfluß haben, denn diese sind bei beiden Lösungen gleich.

Bei der Ausführung in Stahl laufen die Fertigungen des Sicherheitsbehälters und des Druckgefäßes parallel, während der Ablauf beim Spannbeton sequential verläuft. Man kann jedoch einen erheblichen

Zeitgewinn bei der Spannbetonvariante feststellen. Beim Spannbeton können die Arbeiten (Montagearbeiten) der Druckgefäßeinbauten im Druckgefäß ab dem 16. Monat beginnen, während beim Stahldruckgefäß die reine Herstellung ca. 20,5 Monate dauert und die Montage des Druckgefäßes erst nach 21,5 Monaten beendet ist. Das bedeutet, daß im Hinblick auf das Druckgefäß ein Zeitgewinn von 5,5 Monaten erzielt werden kann. Wenn man noch in Rechnung stellt, daß die Stahlvariante in Bezug auf Terminreserven restlos ausgeschöpft ist, die neue hier diskutierte Bauweise jedoch noch nicht, so muß man einen Gesamtterminvorteil von 6 bis 7,5 Monaten dem Spannbeton zugute halten.

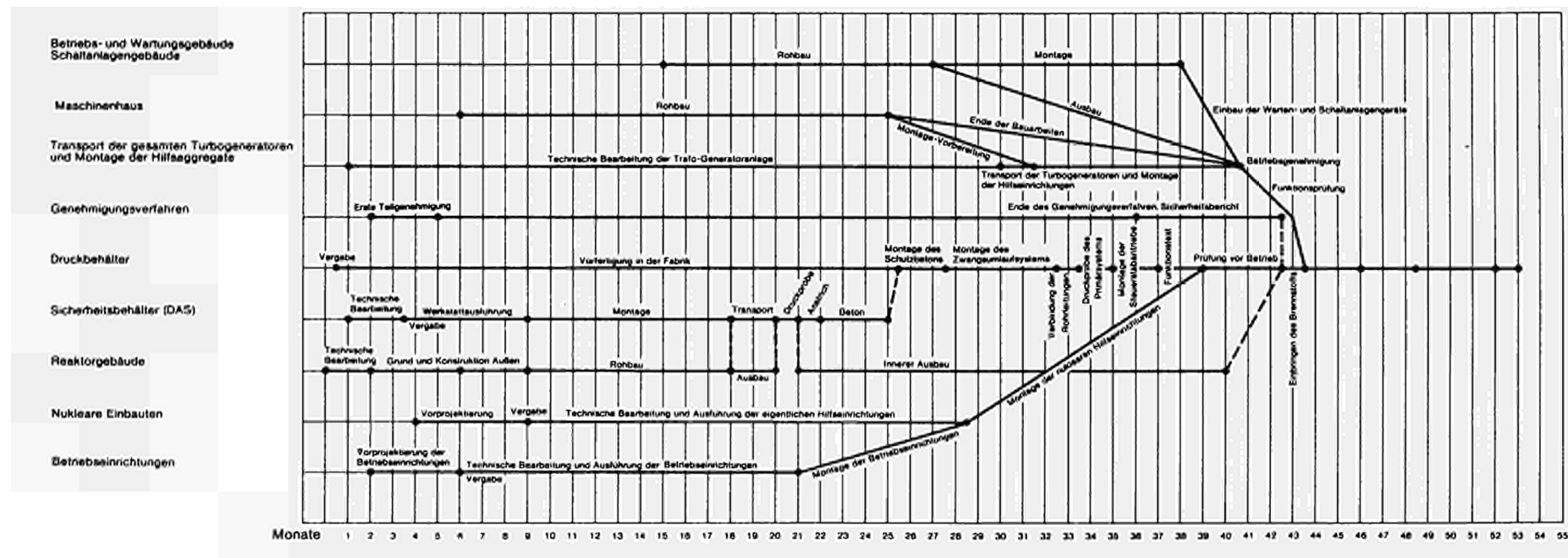


Fig. 24

Planungsdiagramm Stahlvariante



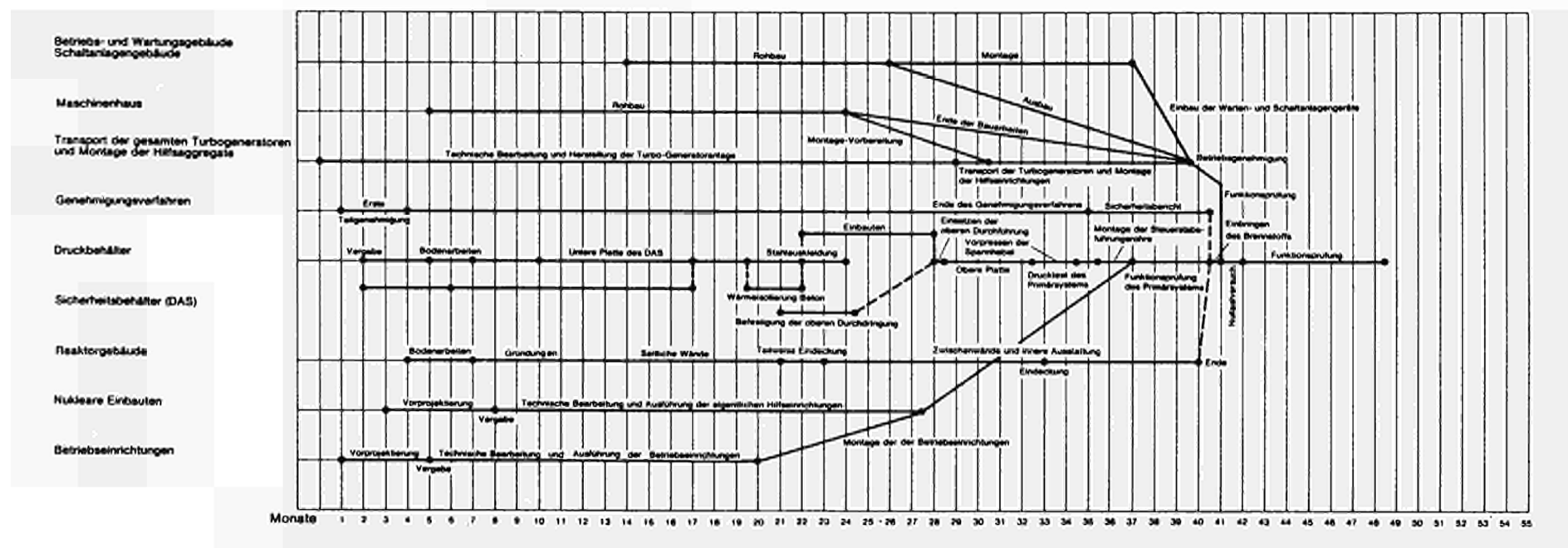


Fig. 25

Planungsdiagramm Spannbetonvariante

## 7.0 Schlußwort:

Abschließend sei vermerkt, daß wir die Spannbetontechnik als echte Alternative zum Stahl bei der Herstellung von Druckgefäß und Druckabbausystem ansehen, wenn einige wenige, noch nicht restlos geklärte Fragen beantwortet sind. Dann wird abzuwägen sein, welches System die größeren Vorteile im Hinblick auf Preis und Termingestaltung hat. Eine Vorhersage bezüglich der Preisentwicklung für beide Varianten ist unseres Erachtens nicht zuletzt wegen der z.Zt. laufenden Preissteigerung nicht zu machen.

Diskussion - Discussion - Discussioni - Beraadslaging

19. 11. 1969

(no. 18, 19, 20, 21, 22)

NEMET - Reaktorbau Forschungs- und Baugesellschaft: Ich möchte Herrn Merot zum Vortrag 21 folgende Frage stellen: Er hat gesagt, daß er die heiße Dichthaut bezüglich der Zyklen untersucht hat und glaubt, eine ausreichend hohe Zyklenzahl erreichen zu können. Ich möchte ihn bitten anzugeben, wie hoch die Temperaturzyklen angenommen wurden und welche Zyklenzahl hier zugrunde gelegt wurde.

MEROT - SEEE: Je vais demander à M. Andréani de la Société Neyrpic de répondre à M. Nemet, parce qu'il connaît mieux que moi ces questions et sa réponse sera plus précise.

ANDREANI - Neyrpic: En ce qui concerne le cycle de température on a envisagé le cycle  $50^{\circ}\text{C} - 300^{\circ}\text{C}$ , qui correspond au refroidissement total du caisson. Pour le nombre de cycles, on pense à environ une centaine de cycles pendant la vie du réacteur.

FERNET - Commission: Dans son exposé M. Merot nous a dit qu'à sa connaissance il n'existait pas de calorifuge éprouvé pour les réacteurs de type BWR. Ce matin M. Menon nous a parlé d'une solution qui était actuellement à l'étude en Suède et qui paraissait susceptible de répondre aux problèmes. Sans anticiper sur ce qui sera dit demain, il me semble qu'il y a entre ces deux positions une certaine contradiction. Je ne sais pas si l'un ou l'autre des orateurs pourrait commenter un peu ses prises de position différentes ou divergentes.

MEROT - SEEE: Je vais préciser ce que j'ai voulu dire. Quand nous avons commencé l'étude, il y a  $1\frac{1}{2}$  an à peu près, on ne connaissait pas de calorifuge classique éprouvé, économique, que l'on puisse mettre dans l'eau bouillante. C'est-à-dire en

contact avec l'eau sous ses deux phases, phase liquide ou phase vapeur. Je suis bien d'accord que la solution présentée ce matin par M. Menon est une solution. Mais c'est une solution d'isolement dans un gaz. Et il y a un dispositif compliqué pour que le calorifuge puisse se trouver dans un gaz. Si on a un jour, et je l'espère, à construire un caisson en béton précontraint pour réacteur à eau bouillante, je crois qu'il faudra à ce moment là, comparer les différentes solutions. Peut-être que la solution suédoise sera la meilleure, peut-être que la peau chaude sera au point. Voilà à peu près ce que je pensais. Je ne crois pas qu'il y ait contradiction avec ce que disait M. Menon ce matin.

KELLERMANN - Institut für Reaktorsicherheit: Ich habe mit Interesse die Ausführungen der Herren von der AEG gehört in dem Vortrag Nr. 22 und in dem davorliegenden Vortrag Nr. 21. Sie haben die Impulse vermißt, die den Bau von Spannbeton-Reaktorbehältern vorantreiben könnten, und Sie haben die Genehmigungsbehörden in unserem Land erwähnt. Wenn ich nun als ein Gutachter für diese Behörden etwas sagen darf, wir sind ziemlich sicher, daß diese Impulse für Spannbetonbehälter gerade von Genehmigungsbehörden in sehr naher Zeit kommen werden, und ich glaube, daß vielleicht schon für sehr nahe vor uns liegende Projekte Spannbetonvorhaben in Erwägung gezogen werden müssen, da in unserem Land, wie Sie wissen, das Aufplatzen des Reaktordruckbehälters aus Stahl zu einer sehr viel diskutierten Angelegenheit wird, die wahrscheinlich ernste Konsequenzen für Wasserreaktoren haben kann. Darf ich in diesem Zusammenhang fragen, wie Sie den Zeitplan für eine Realisierung des von Ihnen vorgetragenen Konzepts sehen?

ZEITZSCHEL - AEG: Herr Kellermann, ich darf Ihnen antworten und auch den Anwesenden hier, daß bei unseren Überlegungen es kaum vor den nächsten drei bis vier Jahren möglich sein wird, ein Spannbetondruckgefäß für einen Siedewasserreaktor einzusetzen. Einmal, weil die Gesamtentwicklung doch noch einiges zu tun hat, um nachweisen zu können oder sicherstellen zu können, daß wir als

kommerzielles Unternehmen mit den üblichen Verpflichtungen den EVUS gegenüber auf so eine Lösung zurückgreifen können.

JAEGER - BAM: Ich danke Ihnen besonders, Herr Kellermann für diesen Beitrag. Ich glaube, das gibt einen Impuls, den wir alle verstanden haben.

BENZLER - Kommission: Ich habe auch eine Frage zu dem Vortrag von Herrn Müller. Und zwar, wenn ich das richtig gesehen habe, haben Sie zunächst für den Brennelementwechsel eine etappenweise Beschickung vorgesehen, wie es bisher auch üblich ist für Siedewasserreaktoren. Man könnte sich aber, wenn man Ihre Bilder betrachtet, vorstellen, daß man später auch zu einer kontinuierlichen Beschickung, wie sie bei Gasreaktoren üblich ist, kommen wird. Die Frage: halten Sie eine derartige Entwicklung für möglich und sinnvoll?

ZEITZSCHEL - AEG: Es ist durchaus verständlich, daß man sich überlegen muß, ob wir den üblichen Vorgang des Brennstoffzyklus bei uns nicht neu durchdenken sollten, und wir dachten uns, daß die hier vorgeschlagene Art des Wechsels ein erster Schritt in der Richtung des Wechsels bei Vollast oder zumindest bei "hot stand by" sein sollte. Aber bis das eingeführt werden kann, wird es noch sehr intensiver Arbeit bedürfen.

WÜRDIG - GHH: Ich habe noch eine Frage zum Vortrag von Herrn Merot. Die Frage des Temperaturschutzes für einen Spannbetondruckbehälter ist sicher ein sehr kritisches Problem, und da bietet sich die Lösung mit der heißen Dichthülle an, weil nämlich das Temperaturniveau ziemlich niedrig ist, verglichen mit den Gasreaktoren. Aber es ist trotzdem also eine schwierige Sache mit dieser heißen Dichthülle, und ich denke, daß die Vorversuche und -berechnungen, die man gemacht hat, wohl nicht ausreichen werden, sondern daß man irgendwann

doch einen Modellbehälter mit nicht zu kleinem Reduktionsfaktor bauen müssen wird. Wenn man dann die entsprechenden positiven Ergebnisse hat, so wird das auch die Frage der Sicherheit und die Genehmigung durch die Sicherheitsbehörden positiv beeinflussen. Wie denken Sie darüber?

MEROT - SEEE: Si j'ai bien compris, votre question est: il serait nécessaire de faire d'autres essais et des essais à l'échelle grandeur, pour être certain que la peau chaude fonctionne correctement.

C'est tout à fait mon avis, mais seulement qui dit des essais à échelle grandeur, dit beaucoup d'argent. Ceci nécessite d'abord d'avoir des essais préliminaires donnant un bon espoir de façon à ne pas gaspiller cet argent, ensuite de trouver les sommes nécessaires.

Nous espérons bien les trouver et faire ces essais dans les deux années qui viennent, mais il reste encore quelques essais préliminaires à faire. Néanmoins, on a, dans les essais dont j'ai parlé, certains sont des essais à échelle grandeur. Ceux qui ont été faits aux Etablissement Neyrpic étaient faits sur des éléments de peau en vraie grandeur, qui n'étaient pas très grands, qui représentaient une partie limitée de la peau. Mais la peau et les ancrages étaient représentés à l'échelle 1.



Fünfter Teil : Prinzipien für Berechnung und Auslegung.  
Part Five : Design and calculation principles.  
Cinquième Section : Critères de calcul et de conception.  
Quinta parte : Criteri per il calcolo e la progettazione.  
Vijfde deel : Beginselen inzake berekening en ontwerp.





NON-LINEAR ANALYSIS OF PRESSURE VESSELS  
BEHAVIOUR INCLUDING CRACKING

by

O.C. ZIENKIEWICZ, Prof. of Civil Engineering  
University of Wales, Swansea

D.R.J. OWEN, Lecturer in Civil Engineering,  
University of Wales, Swansea.

D.V. PHILLIPS, Research Assistant, University of  
Wales, Swansea.

N° 23

## 1. Introduction

It is only in the last two decades or so that the solution of real engineering problems has become possible due to the parallel development of numerical methods and high speed digital computers. It is generally recognised that of these methods, the finite element technique is the most capable tool at the disposal of the engineer for the purpose of stress analysis.

As the finite element method has evolved it has become apparent that the simple initial concept of physical subdivision of the structure no longer holds. Instead, it is recognised as a numerical process for extremising a prescribed functional and indeed can be applied quite generally in this context to solve partial differential equations subject to known boundary conditions<sup>(1)</sup>. It may still however be useful for engineers to regard the method as an actual structural subdivision.

Finite elements readily accommodate geometrical irregularities, enabling complex structural shapes to be represented accurately. However a numerical analysis will predict the true behaviour of the structure only provided that the constitutive laws for the materials concerned are known completely.

For many structures the assumption of the simplest constitutive relationship for material behaviour, namely linear elasticity, is adequate. Indeed for some non-linear problems the combination of technical considerations and computer costs may preclude an exact analysis on economic grounds.

For many real engineering situations, however, a more elaborate study including non-linearities is essential. In this category we have the problem of tensile cracking and crushing in compression of concrete, in which permanent deformation of the material is induced. On the other hand the phenomenon of creep necessitates the inclusion of time effects.

The specification of constitutive laws for such non-linear behaviour of materials presents some difficulties. Such relationships are subject to the widest study but the knowledge at the present stage is imperfect and allowing for variabilities of the material will probably long remain so. Any analysis that can be undertaken is at best therefore approximate.

## 2. The displacement formulation of the finite element method as applied to linear elastic problems.

As a starting point it is assumed that the reader is familiar with numerical processes leading to a solution of small strain, linear elastic problems. A full description of the finite element method is available in numerous papers and a text<sup>(2)</sup> but the basic theory is outlined below.

In a typical element the displacements  $\{f\}$  are defined in terms of displacement parameters  $\{\delta\}^e$  associated with nodes lying in general on its boundary.

Thus

$$\{f\} = [N] \{\delta\}^e \quad (1)$$

where  $[N]$  is a function of the co-ordinates and is known as the 'shape function matrix'.

The matrix  $[N]$  has to be defined generally in such a manner that continuity of displacement is preserved between the elements.

The strains, defined usually by derivatives of  $\{f\}$  can now be determined in terms of nodal displacements as

$$\{\epsilon\} = [B] \{\delta\}^e \quad (2)$$

The stresses follow from the strains by the symmetric elastic behaviour matrix  $[D]$  and are given by

$$\{\sigma\} = [D] (\{\epsilon\} - \{\epsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (3)$$

in which  $\{\epsilon_0\}$  is a set of independently developed initial strains and  $\{\sigma_0\}$  is an initial stress system. The initial strains and stresses can be prescribed arbitrarily throughout the structure investigated and also the elasticity matrix may be position dependent and relevantly describing isotropic or anisotropic behaviour. In the above equations it is accepted that the displacements, stresses and strains are appropriate vector listings of components.

If the external loads correspond with displacement  $\{f\}$  are  $\{p\}$  then the variation of potential energy for a small change of nodal displacement is given for an element as

$$d(PE)^e = \int \left( - \{p\}^T d\{f\} + \{\sigma\}^T d\{\epsilon\} \right) d vol \quad (4)$$

with integration taken over element volume

Noting that from (1)

$$d\{f\} = [N] d\{\delta\}^e$$

and from (2)

$$d\{\epsilon\} = [B] d\{\delta\}^e$$

we have on substitution together with (3)

$$\begin{aligned} d(PE)^e &= \left[ \int \left( -\{p\}^T [N] + \{\sigma_0\}^T [B] - \{\epsilon_0\}^T [D] [B] \right) d \text{ vol} \right. \\ &\quad \left. + \{\delta^e\}^T \int [B]^T [D] [B] d \text{ vol} \right] d\{\delta\}^e \\ &= d\{\delta\}^e{}^T \left[ \{F\}^e + [K]^e \{\delta\}^e{}^T \right] \end{aligned} \quad (5)$$

in which

$$\{F\}^e = \int \left( -[N]^T \{p\} + [B]^T \{\sigma_0\} - [B]^T [D] \{\epsilon_0\} \right) d \text{ vol}$$

and

$$[K]^e = \int [B]^T [D] [B] d (\text{vol})$$

$\{F\}^e$  is known as the generalised element force and  $[K]^e$  as the element stiffness. Both can be readily evaluated as all the quantities are known.

For a solution giving the best approximation to equilibrium the potential energy of the whole structure must be a minimum.

Thus

$$\frac{d(PE)}{d\{\delta\}} = 0$$

where  $\{\delta\}$  lists all the nodal displacements.

This results in a set of 'structural' equations for the displacements of the form

$$[K] \{\delta\} = \{R\} \quad (6)$$

where

$$[K]_{rs} = \sum [K_{rs}]^e \text{ and } \{R_r\} = \sum \{F_r\}^e$$

with summation taken over all elements.

Solution of system of equations (6) (which generally are of a narrow band form) results in all the nodal displacements from which, by use of (2) and (3) all stresses can be evaluated.

Conditions of the convergence of the process which is already a variant of the Ritz procedure are discussed in the finite element text.

### 3. Application to some problems in prestressed concrete Reactor Vessels

Despite their usual axisymmetric appearance, not all problems encountered with nuclear reactors can be studied by means of a two-dimensional analysis and regardless of the greatly increased costs and storage difficulties involved, three-dimensional elements may have to be resorted to.

Although no vessel is perfectly axisymmetric due to penetrations, discrete nature of prestressing, etc., for the purpose of stress analysis they are often considered to be so. In deciding upon a suitable toroidal element for an axisymmetric analysis one is faced with a wide choice; ranging from the simple linear displacement, triangular crosssection element to the sophisticated isoparametric element family developed at Swansea<sup>(3)</sup>. The economy of using complex elements in two dimensional analysis has not been proved, and indeed the only apparent benefit is the reduction in data preparation for the much fewer elements involved. On the other hand the use of simple triangular elements may be advantageous for situations involving complex geometry. For example in the vessel shown in Fig.1. the outline and various different material regions are far better represented by a large number of simple triangular elements rather than by fewer complex ones.

However, a situation where isoparametric elements can be used to effect is in the case of an axisymmetric vessel subjected to harmonic loading. This problem actually arises in all prestressed concrete reactor vessels (P.C.R.V) due to the essentially discrete nature of the prestressing system. As an illustration, consider the axial prestressing of a vessel by cables concentrated in ducts as shown in Fig.2(a). The intensity of loading at radius R will vary tangentially as shown in Fig.2(b). Such a periodic variation may be represented in Fourier form by a series of even harmonics as indicated in Fig.2(c), where the first four non-zero harmonics are shown. In fact 8 - 10 harmonics will represent the loading adequately. The results for an axisymmetric structure subjected to a loading whose intensity varies as an even harmonic of any order may be readily obtained by an extension of the axisymmetric method of solution<sup>(4), (5)</sup>. Therefore solution of the system in Fig.2 may be obtained by superposition, for linear elastic situations at least. Obviously the cost of analysis will be greatly increased due to the number of harmonic solutions required.

Despite the above technique circumstances arise when a full three-dimensional analysis cannot be avoided. Often it is imperative that local stresses in the vicinity of penetrations or around structural details included in new vessel designs be studied. A particular example is shown in Fig.3. where for reasons of symmetry only a segment of the vessel need be analysed.

In contrast to the axisymmetric case, in three-dimensional analysis the need for complex elements has been repeatedly demonstrated.



The vessel in Fig.3. was solved using some 96 isoparametric elements resulting in 2121 equations to be solved. For comparable accuracy using the simple tetrahedron element as used by Rashid<sup>(6)</sup> some 20000 equations would be required.

#### 4. The development of special elements associated with P.C.R.V. analysis

In applying the finite element method to the analysis of a reactor vessel, the need arises for special elements to represent the structure accurately.

The simplest of these is a membrane element developed to represent the steel vessel liner. When triangular elements are to be used in the solution, the membrane element takes the form of a simple conical frustum, a section of which is shown in Fig.4. In order for this "one-dimensional" element to be compatible with the triangular elements only in-plane action can be allowed, the bending rigidity being neglected. The basic equation and matrices for such an element are given below. The elasticity matrix is

$$D = \frac{Et}{1 - \nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu \\ \nu & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

where  $t$  is the membrane thickness, and  $E$  and  $\nu$  are the elastic modulus and Poisson's ratio respectively.

The in-plane strains are related to the nodal displacements by

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_r \\ \epsilon_\theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\sin\phi}{L} & -\frac{\cos\phi}{L} & \frac{\sin\phi}{L} & \frac{\cos\phi}{L} \\ \frac{1}{r}\left(1 - \frac{S}{L}\right) & 0 & \frac{S}{rL} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_i \\ u_i \\ w_j \\ u_j \end{Bmatrix} \quad (8)$$

The element stiffness matrix is

$$[k] = \int_0^L [B]^T [D] [B] 2\pi r \, dS \quad (9)$$

and on integrating is found to be

$$[k] = \frac{2\pi Et}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} \frac{\sin^2 \phi}{L^2} I_1 - \nu \sin \phi + I_3, & \frac{\sin \phi \cos \phi}{L^2} I_1 - \frac{\nu \cos \phi}{2}, & \frac{\sin^2 \phi}{L^2} + \frac{I_2}{L}, & -\frac{\sin \phi \cos \phi}{L^2} I_1 \\ -\frac{2I_2}{L} + \frac{I_4}{L^2}, & -\frac{I_4}{L^2}, & -\frac{\nu}{2} \cos \phi, & \\ * & , & \frac{\cos^2 \phi}{L^2}, & -\frac{\sin \phi \cos \phi}{L^2} I_1, \\ & & -\frac{\nu}{2} \cos \phi, & -\frac{\cos^2 \phi}{L^2} I_1 \\ * & , & * & \\ & & \frac{\sin^2 \phi}{L^2} I_1 + \nu \sin \phi, & \frac{\sin \phi \cos \phi}{L^2} I_1 \\ & & + \frac{I_4}{L^2} + \frac{\nu \cos \phi}{2}, & \\ * & , & * & , \\ & & * & , & \frac{\cos^2 \phi}{L^2} I_1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Where

$$I_1 = (r_i + \frac{L}{2} \sin \phi) L \quad I_3 = \frac{1}{\sin \phi} \log (1 + \frac{L}{r_i} \sin \phi)$$

$$I_2 = \frac{L}{\sin \phi} - \frac{r_i}{\sin \phi} \quad I_4 = \frac{L^2}{2 \sin \phi} - \frac{r_i}{\sin \phi} \quad I_2$$

with alternate forms for the cases  $r_i = 0$ ,  $\sin \phi = 0$ .

The forces/unit length in the element are given by

$$\begin{Bmatrix} N_s \\ N_\theta \end{Bmatrix} = [D] [B] \begin{Bmatrix} \omega_i \\ u_i \\ \omega_j \\ u_j \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Provided that axial prestressing takes place at close intervals in the circumferential direction, it is convenient, for analytical ease, to incorporate these cable stiffnesses for pressure loading and thermal stressing solutions by means of membrane elements with zero stiffness in the circumferential direction. In this case the element stiffness matrix becomes

$$[k] = \frac{\pi E t (r_i + r_j)}{L} \begin{bmatrix} \sin^2 \phi & \sin \phi \cos \phi & -\sin^2 \phi & -\sin \phi \cos \phi \\ * & \cos^2 \phi & -\sin \phi \cos \phi & -\cos^2 \phi \\ * & * & \sin^2 \phi & \sin \phi \cos \phi \\ * & * & * & \cos^2 \phi \end{bmatrix} \quad (12)$$

For isoparametric elements the situation is simpler in that each element may degenerate to a surface in the manner indicated in Fig.5.

The representation of circumferential prestressing cables also requires special treatment. The obvious method of representing hoop cables by small triangular elements can lead to numerical instability as well as introducing mesh difficulties. These problems can be avoided by use of prescribed input stiffnesses in the following way. Consider a single circumferential cable at a radius  $R$ , which is displaced radially by an amount  $\delta$  due to the application of a radial force/unit length,  $F$  as shown in Fig.6(a).

$$\text{Strain in cable} = \frac{2\pi(R + \delta) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{\delta}{R}$$

$$\text{Tension in cable, } H = \frac{\delta \cdot E_s \cdot A_s}{R} \quad (13)$$

Where  $E_s$  and  $A_s$  are the elastic modulus and cross-sectional area of the cable respectively.

This force must statically balance the applied load  $F$ . Consider a segment of cable. For radial equilibrium:-

$$F \cdot R d\theta = 2H \sin \left( \frac{d\theta}{2} \right) = 2H \frac{d\theta}{2}$$
$$\text{or } F = \frac{H}{R}$$

The total radial force over the complete cable,  $F_T = 2\pi R \cdot F$ .

Then from (13) and (14)

$$F_T = \frac{2\pi E_s A_s}{R} \delta \quad (15)$$

$$\text{or } F_T = k \cdot \delta$$

where  $k = \frac{2\pi E_s A_s}{R} \quad (16)$

and is the effective stiffness of the cable.

Thus the effect of hoop cables may be included by prescribing an external stiffness in the radial direction at the point corresponding to the cable position according to equation (16).

##### 5. A general treatment of non-linear material behaviour

While although the strains in non-linear deformations will usually exceed the purely elastic values, in the following theory the assumptions of small strains and displacements will be considered to be still applicable. However extension to the case of large strains could be readily carried out by modifying the linear elastic equations used in the analysis as described in reference (2).

In a linear elastic analysis a system of simultaneous equations of the form shown in equation (6) has to be solved for the whole structure, in which  $\{\delta\}$  is the first displacement at a large but finite number of points,  $[K]$  is the "stiffness matrix" dependent only on the geometrical and elastic properties of the structure, while  $\{R\}$  is the corresponding load listing which includes the effect of external loads as well as at the initial stress and strain conditions.

For a non linear material characteristic the stress-strain relationship (3) has to be replaced by another which quite often can be written by one of the alternative forms

$$\{\sigma\} = H (\{\epsilon\}) \quad (17a)$$

or 
$$\{\epsilon\} = G (\{\sigma\}) \quad (17b)$$

(the relationships are however often non unique and history needs to be included in above statements).

If now an 'artificial' elastic problem can be solved such that equations (3) and (17) yield the same stress and strain relations then solution to the real problem is obtained.

This statement is obviously true as the additional conditions leading to the formulation of the basic equations (6) are those of equilibrium and compatibility - which have to be satisfied irrespective of the material considered.

The achievement of correspondence between (3) and (17) at every point of the structure can only be made by suitable iterative approaches - preferably of a systematic kind. Further various possibilities of adjustments exist; the quantities  $[D]$ ,  $\{\epsilon_0\}$  or  $\{\sigma_0\}$  separately or

jointly can be varied to achieve the equality. Generally only one at a time will be adjusted and thus three distinct possibilities are offered,

- (1) Variable elasticity approach ( $[D]$  varied)
- (2) Initial stress approach ( $\{\sigma_0\}$  varied)
- (3) Initial strain approach ( $\{\epsilon_0\}$  varied)

All of these have been used from time to time and a full discussion is available in references (2) and (7). The reader familiar with numerical processes will note that the solution of the large system of simultaneous equations (6), typically ranges from 500 to 2000 variables in real engineering situations presents the main difficulty of the elastic solution. If direct solution processes are used it is comparatively cheap to resolve this equation for various load vectors,  $\{R\}$  providing the matrix  $[K]$  remains unaltered.

For such practical reasons the first alternative of varying  $[D]$  which effects in turn  $[K]$  will not be pursued further here and attention will be focussed on the remaining two procedures.

A simple and effective iteration process can now be devised for either the initial strain or initial stress approaches.

### 5.1 Initial stress approach

Consider first the case of a material for which the stress-strain relationship exists in the form of (17a)

$$\{\sigma\} = H(\{\epsilon\}) \quad (17a)$$

Having chosen - possibly arbitrarily - a set of linear elastic constants  $[D]$  for every part of the structure a trial solution of

$$[K] \{\delta\} = \{R\}$$

is achieved resulting in a set of strains  $\{\epsilon\}$  and stresses  $\{\bar{\sigma}_1\}$  given by the elastic relation (3).

The true stress field is evaluated for the strains found by using (17a) as  $\{\sigma_1\}$  and an initial stress

$$\{\bar{\sigma}_1\} - \{\sigma_1\}$$

is estimated as the necessary correction. This results in an additional set of forces

$$\{\Delta R_1\}$$

and an improved solution is obtained by solving

$$[K] \{\delta\} = \{R\} + \{\Delta R_1\} \quad (19)$$

This process can be continued until the corrections become insignificant. In most practical cases a rapid convergence is achieved.

## 5.2 Initial strain approach

If the true stress-strain relation is given more conveniently in the form of (17b)

$$\{\epsilon\} = G(\{\sigma\}) \quad (17b)$$

then an almost identical iterative scheme can be used - with the comparison of stresses being replaced by that of strains at each stage of the iteration.

### 5.3 Acceleration of iteration

Each step of the iteration is an independent one. If a correct guess could be made by any means whatsoever as to the magnitude of initial stresses (or strains) to be used in the pseudo-elastic solution then its correctness could be ascertained after the solution process. Thus it is not necessary to apply at each stage the precise value of the initial stresses or strains ascertained by the iteration scheme. These can be altered by any means whatsoever and a more rapid convergence can thus be achieved. Systematic under or over 'relaxation' factors can for instance be applied after a study of previous convergence. A scheme based on the extensions of the Aitken process has recently been suggested by Irons<sup>(8)</sup> and promises to improve the convergence rate in most cases.

### 6. Incremental processes

In some constitutive laws only the relation between stress and strain changes can be explicitly stated. Such situations are typical of incremental plasticity theories or indeed in creep problems if the changes in a particular time interval are considered.

For such problems once again the methods of the previous section are applicable.

Each increment of load (or time) is treated as a separate problem which superposes its results on that of the previous increment, whose solution gave the initial conditions for the interval. This, as can be readily seen, does not invoke the results of any linear superposition principle as the non linearities are accounted for by the initial condition which is considered when using the appropriate physical laws.



7. Further observations on the initial stress and strain processes

The computational merits of these processes over those in which the linear elastic matrix is successively modified have already been outlined. These are perhaps marginal if indirect methods of equation solving are adopted (e.g. relaxation etc). However there are other reasons which may make the adoption of these alternatives essential.

Firstly consider a material with a rising and falling stress-strain characteristic - typical of concrete near compressive failure (Fig.7). An incremental study of such a problem would lead to negative stiffness matrices between such points as A and B of the process if matrix modification were followed. The difficulty does not arise if, for instance, initial stress process is followed as the evaluation of the 'corrective' initial stress at any stage is determined.

In plasticity situations where normality is assumed a positive definite, elastic type matrix can be always assumed and success of both approaches has been demonstrated<sup>(9, 10)</sup>.

As will be shown later, if normality principle is abandoned, it is still possible to arrive at equivalent elastic type stress-strain relationships - but now the symmetry property of stiffness matrices no longer exists. This would lead again to considerable difficulties in modified elasticity approaches while not presenting any problems in the initial stress formulations.

The choice between initial stress and initial strain approaches is often less clear cut. In many instances one or the other give identical rates of convergence, as for instance would occur if one linear elastic formulation were used to solve another elastic problem. Often however the choice will be dictated by the actual form of the stress-strain law. For a material exhibiting progressively smaller stress changes with increasing strain, initial stress process is obvious (e.g. in plasticity) while for say 'locking' behaviour the reverse is true.

#### 8. Some idealisations applicable to P.C.R.V. problems

The principles of analysis outlined in the previous sections are applicable to the most general constitutive solutions - if these can be found. The cost of analysis increases with the complexity of the specified physical laws and as, in addition to generally valid type of material behaviour can yet be specified to describe concrete completely, additional programming effort is still necessary for every new amplification.

For some situations, as is well known, it is not necessary to proceed beyond the limits of linear elasticity and many practically useful estimates can be made on this basis. In other cases progressively more complex possibilities can be investigated. In the following sections some such models are listed.

### 8.1. The No-Tension model

This model appears to be applicable to unreinforced concrete or jointed rock. The material is allowed to behave elastically in compression but tensile stresses are not permitted in any direction.

In the context of the general behaviour laws we can specify the law as a non-unique strain dependence of form 17(a). In Figs.8(a) and (b) a no tension solution is presented for a problem of a prestressed underground power station. The initial elastic stresses indicate the presence of a tension zone, the final solution showing the extent of the fissured region.

### 8.2 Limited Tension model

A modification of the no-tension process is that of a material exhibiting a specific tensile strength which can only once be reached - after this the material behaving like the no-tension one.

Here obviously an incremental procedure must be used - the material remaining elastic until at the point in question it reaches a limiting tensile, principal stress. After this the procedure of section 8.1 applies.

Such a material model is of importance in P.C.R.V. calculations since some cracking undoubtedly takes place in the working load range. Its application to the study of concrete is illustrated in ref.(11) and Fig.9 shows the predicted zones of cracking for two reinforced concrete beams in which the area of reinforcement differs. A method of analysis similar to this was employed by Rashid<sup>(12)</sup> in the ultimate strength analysis of a P.C.R.V.

### 8.3. Limited Tension - Non linear compression model

The true behaviour of concrete is better represented by allowing the behaviour in compression to be non-linear. In the absence of complete constitutive laws for this phenomenon, a reasonable approximation may be achieved by allowing the compressive behaviour in principal directions to be governed by the uniaxial stress-strain curve, specified in a piecewise linear fashion.

### 8.4. Steel as an elasto-plastic material

Under normal loading conditions it is possible for the steel vessel liner to be stressed beyond yield and thereafter behave elasto-plastically. The changes of strain in the material will be composed of elastic and plastic components, i.e.

$$\delta\{\epsilon\} = \delta\{\epsilon\}_e + \delta\{\epsilon\}_p \quad (20)$$

where the elastic part is given by

$$\delta\{\epsilon\}_e = [D] \delta\{\sigma\} \quad (21)$$

and the plastic by the normality relation

$$\delta\{\epsilon\}_p = \lambda \frac{\partial F}{\partial\{\sigma\}} = \lambda \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial F}{\partial\sigma_1} \\ \frac{\partial F}{\partial\sigma_2} \\ \vdots \end{array} \right\} \quad (22)$$

in which  $\lambda$  is a non-determinate constant,  $F$  is the yield surface and  $\sigma_1, \sigma_2$  etc. are the stresses corresponding to the various components  $\epsilon_1, \epsilon_2 \dots$  of the strain vector.

While plastic deformation is taking place stresses remain on the yield surface

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \kappa) = F\{\sigma, \kappa\} = 0 \quad (23)$$

where  $\kappa$  is a hardening parameter.

As we are concerned with stress increments it is convenient to write in place of (23)

$$dF = \frac{\partial F}{\partial \sigma_1} \delta \sigma_1 + \frac{\partial F}{\partial \sigma_2} \delta \sigma_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial \kappa} = 0 \quad (24)$$

During a small load change we can summarise the relations between stress and strain changes in one matrix form as

$$\begin{Bmatrix} \delta \epsilon \\ 0 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} [D]^{-1} & \frac{\partial F}{\partial \{\sigma\}} \\ \left(\frac{\partial F}{\partial \{\sigma\}}\right)^T & A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \sigma \\ \lambda \end{Bmatrix} \quad (25)$$

in which  $A = \frac{\partial F}{\partial \kappa} \cdot d\kappa \cdot \frac{1}{\lambda}$

This as expected does not allow strain changes to be uniquely evaluated in terms of stress changes.

However, elimination of  $\lambda$  between the two sets of equations can be achieved determining stress changes in terms of strain changes. Thus<sup>(9)</sup>,

$$\delta\{\sigma\} = [D_{el/pl.}] \delta\{\epsilon\} \quad (26)$$

in which

$$[D_{el/pl.}] = [D] - [D] \frac{\partial F}{\partial \{\sigma\}} \left[ \frac{\partial F}{\partial \{\sigma\}} \right]^T [D] \left[ A + \left( \frac{\partial F}{\partial \{\sigma\}} \right)^T [D] \left( \frac{\partial F}{\partial \{\sigma\}} \right) \right]^{-1} \quad (27)$$

The matrix  $[\bar{D}_{el/pl}]$  depends now on the level of stress but remains symmetric. In an increment it gives the required relationship of form (17a) from which changes of true stress can be determined for given strain changes.

The yield surface of the material has to be the one describing most closely its actual behaviour. Metallic plasticity is well approximated by the Von Mises criterion,

$$F = J_2^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

In which  $J_2$  is the second stress invariant.

The elastic-plastic relationship will be used in an increment only if the initial elastic change pushes the stress field beyond the yield surface. If this does not happen - as indeed may be the case during an unloading process - purely elastic deformation will occur. A simple check of this kind incorporated in a program allows the true plastic loading to be followed. Several examples on this type of material behaviour are given in reference (9). Fig.10 illustrates the thermo-plastic problem of a heated duct, the spread of plastic zones with increasing internal temperature being indicated.

### 8.5 A non associated (constant volume) plasticity approximation

The normality relation assumed in plasticity relations for strain (22) implies a volumetric dilatancy during plastic straining which much exceeds the dilatancy which occurs in practice. As an alternative a different stress-strain relation may be assumed which causes volume changes more in keeping with physical observation. For instance, as a

suitable approximation, changes of stress can be related in a linear isotropic manner to the strain changes as

$$\delta\{\epsilon\}^P = \lambda [\bar{D}_o]^{-1} \{\sigma\} \quad (29)$$

where  $[\bar{D}_o]$  is similar to an appropriate elasticity matrix with a unit elastic modulus and a plastic 'Poissons ratio'. Such an idealisation is suggested for instance by Davis in ref.(13).

Now relationship (25) is replaced by a non symmetric one

$$\begin{Bmatrix} \delta\epsilon \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [\bar{D}]^{-1} & D_o^{-1}\{\sigma\} \\ \frac{\partial F}{\partial\{\sigma\}} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta\sigma \\ \lambda \end{Bmatrix} \quad (30)$$

From this again we have (26) but now

$$[\bar{D}_{el/pl}] = \left[ [\bar{D}] - [\bar{D}] (D_o^{-1}\{\sigma\} \cdot \frac{\partial F}{\partial\{\sigma\}} [\bar{D}] / \left( \frac{\partial F}{\partial\{\sigma\}} \right)^T [\bar{D}] [D_o^{-1}] \{\sigma\} \right]$$

This can simply be used to replace the previous expression in the elastic/plastic initial stress analysis. It must be noted however that now  $[\bar{D}_{el/pl}]$  no longer has a symmetric form.

## 9. Time dependent behaviour

In the working load range of P.C.R.V. the non-linearity of the stress-strain relationship is probably small. However the temperature fields induced during operation have a considerable influence on the material performance.

Increase of temperature has the instantaneous effect of changing the elastic properties of concrete, but provided these variations can

be specified this presents no analytical difficulties. Unfortunately increased temperatures have a marked influence on the behaviour of materials in creep, which may in turn have considerable effect on the stress distribution in the vessel.

In massive concrete structures the creep is of a visco-elastic nature. Provided the creep laws of the material are known then it is possible to estimate, taking into account a length of a time interval, state of stress and straining history, the increment of creep strains occurring. Thus we have for a particular time interval a situation for which formally equation (17.b) applies and an "initial strain" process can be followed. Reference (14) describes such a process of stress analysis for materials of a linear visco-elastic nature. Poisson's ratio is assumed to remain constant during straining, as experimental evidence shows is the case with concrete. Fig.12 illustrates the redistribution of stress occurring with time in the simple axi-symmetric reactor vessel shown in Fig.11.

Of course, a creep solution is obtained only at the expense of a great increase in computing costs, due to the many time increments required to achieve a steady state solution. This disadvantage may be diminished by performing two iterations in each step to compute the increment of each creep strain. The difference of the results of the first and second iterations being then used to predict the allowable length of the next time increment.

As computing costs may still be considerable, it is in order to examine some economic alternatives.



If the temperature field is steady and may be assumed to be set up instantaneously, a solution for a visco-elastic material with constant Poisson's ratio is afforded by the correspondence principle between elastic and visco-elastic behaviour. This analogy is generally attributed to Alfrey<sup>(15)</sup>. For example the visco-elastic solution for thermal loading may be derived from an elastic solution for the structure using an arbitrary elastic modulus,  $E_o$  and assuming a fictitious "equivalent" temperature distribution of,<sup>(16)</sup>

$$\frac{1}{E_o} \int_0^t r(\tau, t) \frac{dT}{d\tau} d\tau \quad (31)$$

in which  $T$  is the actual temperature at any point. The quantity  $r(\tau, t)$  is the relaxation function representing the stress at time  $t$  due to an application of a unit strain at time  $\tau$  and is known from tests on concrete.

For the case of applied loading similar expressions for equivalent loads may be written. Figs. 13 and 14 illustrate the problem of stresses set up in a slab due to heat of hydration of concrete. It is noticed that a complete reversal of the stress picture predicted by the elastic theory occurs after the concrete has aged.

Another economic approach is to perform an elastic analysis of the structure, using a modified value of the elastic modulus<sup>(17)</sup>. A visco-elastic creep function as quoted by Zadoian<sup>(18)</sup> is useful in this context for predicting thermal effects. Stresses and strains are connected by an integral relation which for uniaxial conditions takes

the form

$$\epsilon = \frac{1}{E} (\sigma) \quad (32)$$

in which  $\frac{1}{E}$  is an operator which can be written.

$$\frac{1}{E} ( ) = \frac{1}{E_0(T)} + \int_0^t C(T, t-\tau) \frac{\partial}{\partial \tau} ( ) \quad (33)$$

For a typical concrete, Zadoian takes the instantaneous modulus as

$$E_0(T) = 2.9 (1.113 - 0.001113 T) \times 10^6 \text{ lb/in.}^2 \quad (34)$$

with T being the temperature in °C, and

$$C(T, t-\tau) = \left[ 1 - e^{-0.067(t-\tau)} \right] / E_1(t) \quad (35)$$

with t and  $\tau$  measured in days, and

$$E_1(T) = 4.03 (1.113 - 0.001113T) (1.157 - 0.00157T) \times 10^6 \text{ lb/in.}^2 \quad (36)$$

The presence of an instantaneous modulus in equation (33) implies that a non-homogeneous elastic problem has to be solved even if the thermal changes are imposed relatively rapidly, each element being assigned an appropriate modulus value,  $E_0(T)$ .

On the other hand if constant temperature conditions exist for a long time, solution may be obtained by using a long-term modulus,  $E_L$

$$\frac{1}{E_L} = \frac{1}{E_0(T)} + \frac{1}{E_1(T)} \quad (37)$$

The vessel shown in Fig.11 was analysed by the above approach and contours of maximum principal stress are shown in Fig.15. The differences

between homogeneous solution and those taking the thermally dependent properties of the concrete are great.

If history dependent visco-elastic models are used then special problems of efficient computer organisations arise. Since in order to determine the increment of strain at a particular time interval it is necessary to know the state of stress and strain at all preceding time intervals. For concrete creep these difficulties may be avoided by representing the behaviour of the material by a number of Kelvin models in series<sup>(19)</sup> and storing the total creep strain for each such element. In this way a numerical procedure for constant or temperature variable material properties is formulated.

For creep of metals with non-linear laws the problem is in general simplified as the rate of creep strain appears to depend only on the instantaneous stress state. Again solutions of such problems have been devised<sup>(20)</sup>.

Possibly the approximate method of visco-elastic solution (using Zadoian's creep function) is sufficiently accurate for general purposes since in all the time dependent analyses outlined other non-linear effects such as cracking, etc., are ignored. Furthermore idealisation of the behaviour of reinforced concrete in creep is far from complete.

#### 10. Concluding remarks

The possibilities offered by the finite element method in solving problems encountered with prestressed concrete reactor vessels have been summarised. Many problems of practical interest are capable of solution

provided that, firstly the model chosen represents the structural action of the vessel with sufficient accuracy and secondly, that the material behaviour can be adequately specified. With this in mind it is hoped that in the future, numerical analysis will focus attention on the properties requiring determination and indicate areas where experiments are in fact of little value.

# REFERENCES

1. O.C. Zienkiewicz and C.J. Parekh "Transient field problems - two and three dimensional analysis by isoparametric finite elements" (To be published)
2. O.C. Zienkiewicz and Y.K. Cheung "The finite element method in Structural and Continuum Mechanics" McGraw Hill, London, 1967.
3. B.M. Irons and O.C. Zienkiewicz "The Isoparametric Element system - a new concept in finite element analysis" Conf. - Recent Advances in Stress Analysis J.B.C.S.A. Royal Aero. Soc. London, March 1968.
4. P.E. Grafton and D.R. Strome "Analysis of axisymmetric shells by the direct stiffness method" A.I.A.A.J. Vol.1, P.2342-47, 1963.
5. S. Ahmad, B.M. Irons and O.C. Zienkiewicz "Curved thick shell and membrane elements with particular reference to axisymmetric problems" Conf. on Matrix Methods in Structural Mechanics, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, U.S.A. Oct. 1968.
6. Y.R. Rashid and H. Rockenheuser "Pressure vessel analysis by finite element technique" Proc. Conf. Prestressed Pressure Vessels p. 385-439, Inst. of Civil Engineers, 1968.
7. O.C. Zienkiewicz and S. Valliappan "Analysis of real structures for creep, plasticity and other complex constitutive laws" Proc. Conf. on Structures, Solid Mechanics and engineering design, Civil Engineering Materials, Southampton University, 1964 (J. Wiley, 1969).
8. B.M. Irons and R.G. Tuck "A version of the Aitken Accelerator for computer iteration" Int.J.Num. Methods in Eng. Vol.1, p.275-277 (1969)
9. O.C. Zienkiewicz, S. Valliappan and I.P.King "Elasto-Plastic solutions of engineering problems; Initial stress, finite element approach" Int. J. Num. Methods in Engineering, Vol.1, P.75-100, 1969.

10. P.V. Marcal and I.P. King "Elastic-Plastic analysis of two dimensional stress systems by the finite element method" Int. J. Mech. Sci. Vol.9, P.143-155, 1967.
11. S. Valliappan and P. Nath "Tensile crack propagations in reinforced concrete beams - finite element technique" Int. Conf. on Shear, Torsion and Bond in reinforced and prestressed concrete" Coimbatore, India, 1967.
12. Y.R. Rashid "Ultimate strength analysis of prestressed concrete pressure vessels" Nuclear Engineering and Design, Vol.7 P. 334-344, 1968.
13. E.M. Davis "Theories of plasticity and the failure of soil masses" Ch.6, Soil Mechanics, Edited by I.K. Lee, Butterworths, London, 1968.
14. O.C. Zienkiewicz and Margaret Watson "Some creep effects in stress analysis with particular reference to concrete pressure vessels" Nuclear Engineering and Design Vol.4, P.406-412, 1966.
15. T. Alfrey "Mechanical Behaviour of High Polymers" Interscience, New York, 1948.
16. O.C. Zienkiewicz "Analysis of Visco-Elastic behaviour of concrete structures with particular reference to thermal stresses" Proc. Am. Concr. Int. Vol.58 P.383-394, 1961.
17. O.C. Zienkiewicz, Margaret Watson and Y.K. Cheung "Stress analysis by the finite element method - thermal effects" Proc. Conf. on Prestressed Concrete Pressure Vessels. Inst.Civ. Eng., London, 1967.
18. M.A. Zadoian "The creep of concrete plates at high temperature" Isvert. Akad. Nauk. SSSR (Mech. and Machines) Vol.4, P.129-135, 1961.
19. O.C. Zienkiewicz Margaret Watson, and I.P. King "A numerical method of visco-elastic stress analysis" Vol.10, P.807-827, 1968.
20. A. Gilbert, M.Greenbaum and M.F. Rubinstein "Creep analysis of axisymmetric bodies using finite elements" Nuclear Eng. and Design, Vol.7, No.4, 1968.

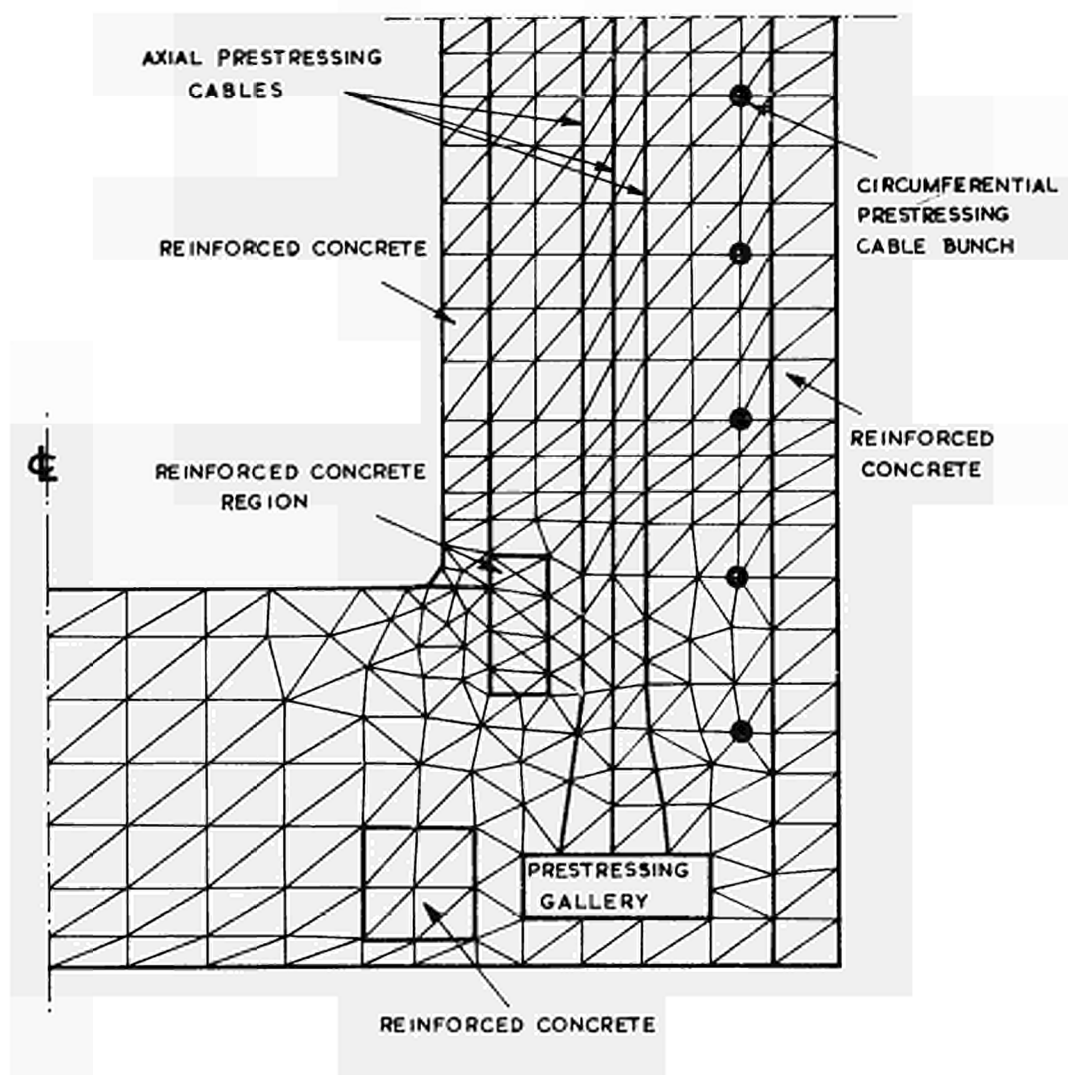


FIG. 1 (a).

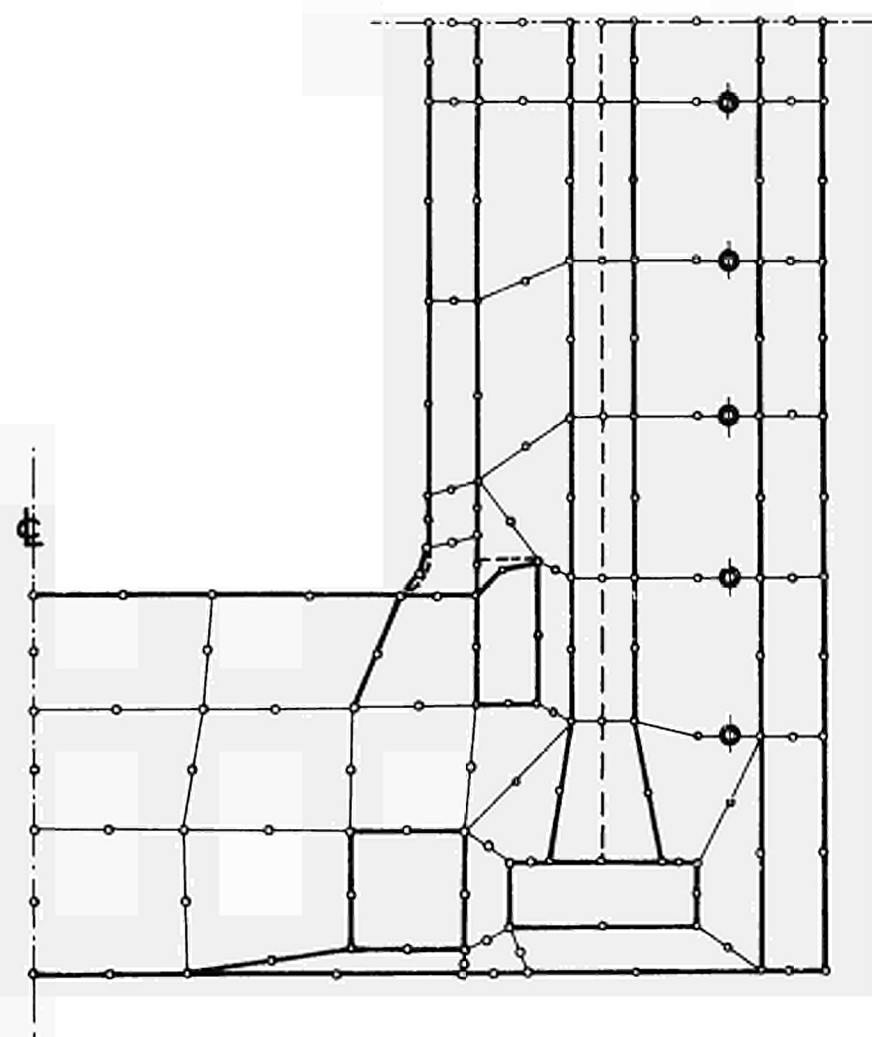


FIG. 1 (b).

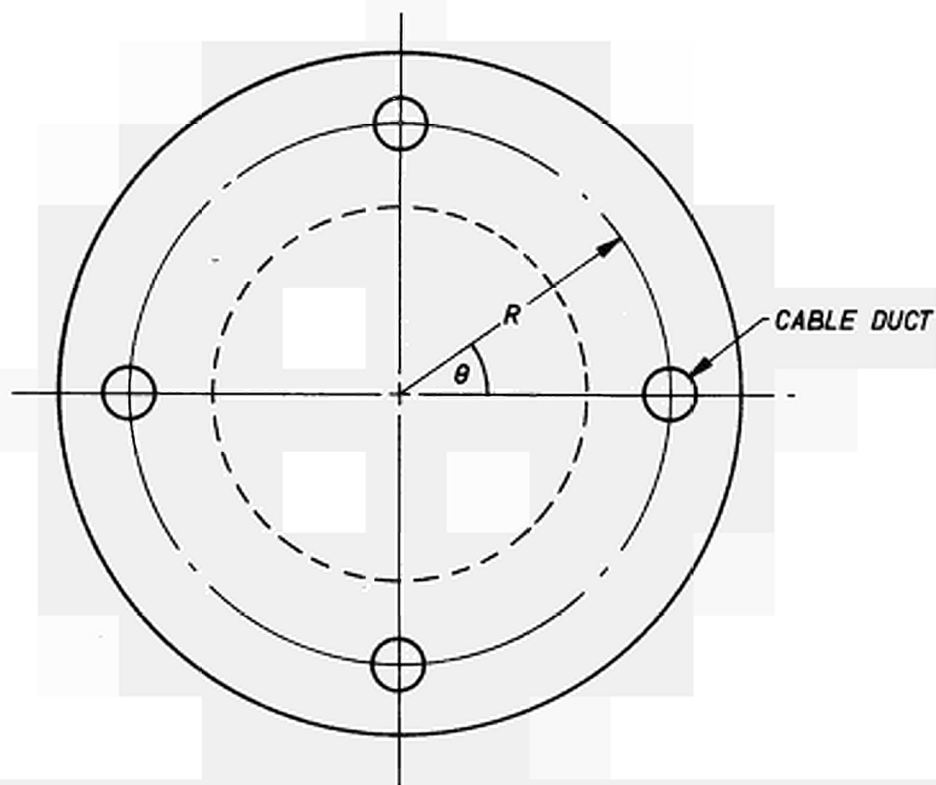
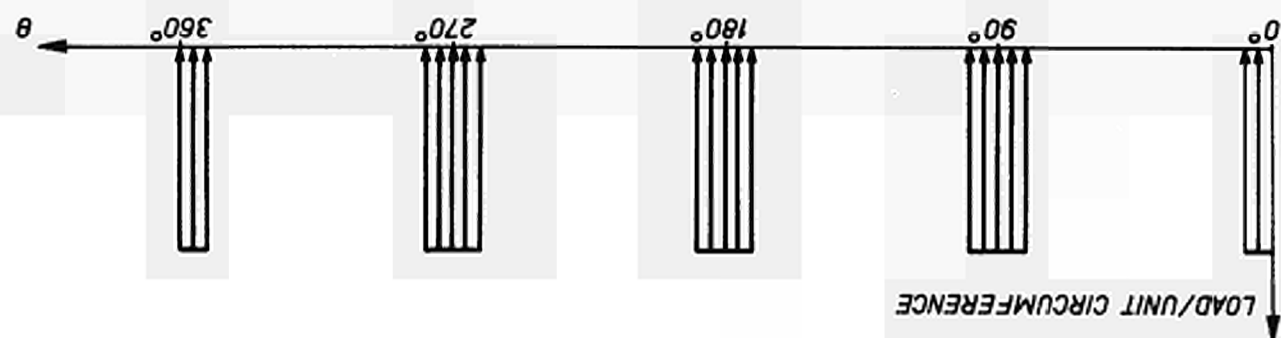
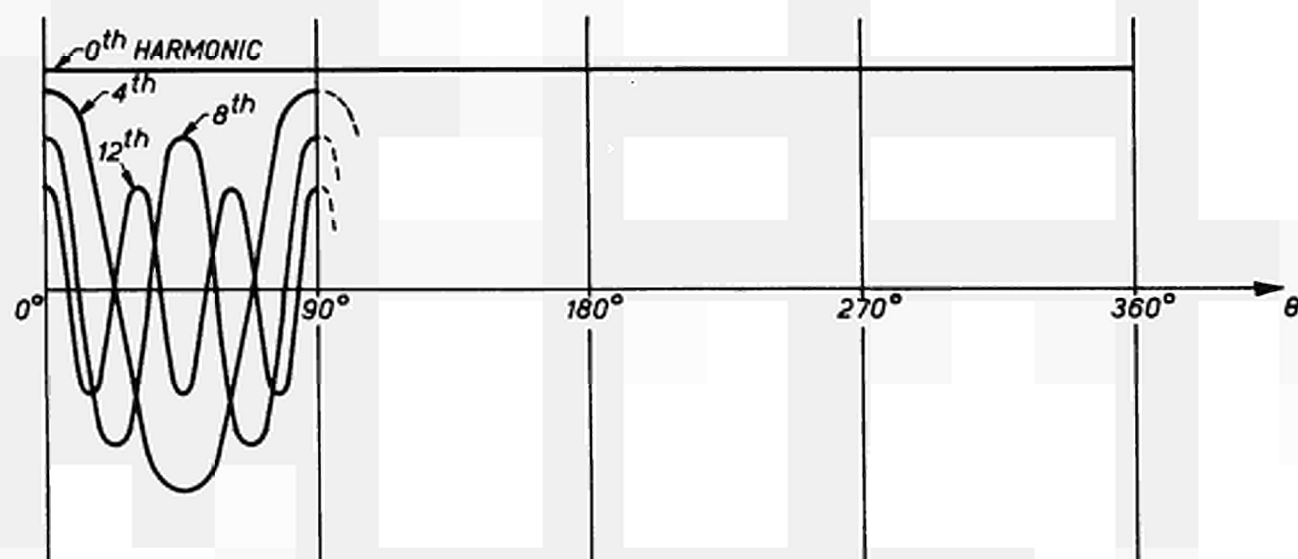


Fig.2 (a) Plan view of a vessel showing position of axial cable ducts.



(b) Intensity of loading in circumferential direction, at radius R, due to axial prestressing forces.



(c) Fourier representation of loading in (b).



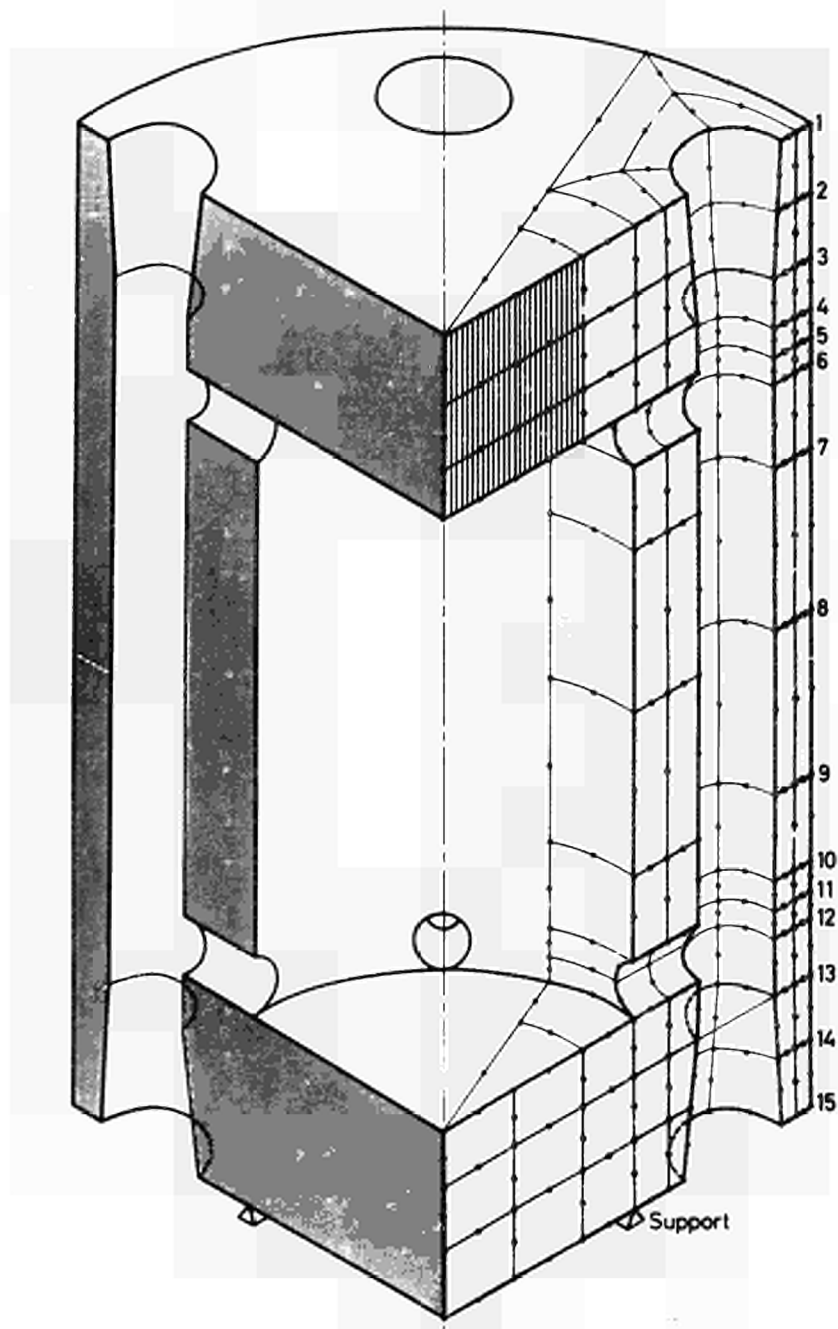


Fig.3. Three dimensional analysis of a pressure vessel.

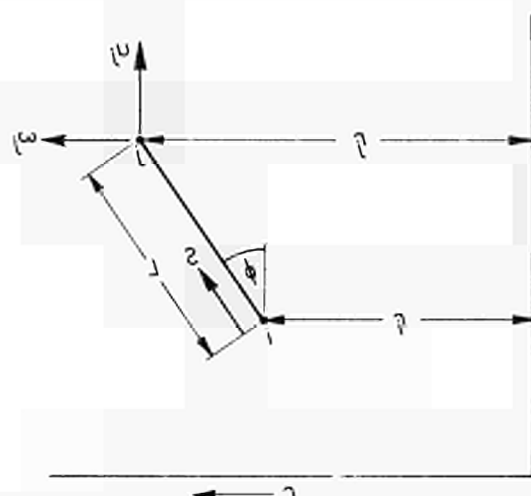


Fig.4. Section of membrane element used to represent steel liner.

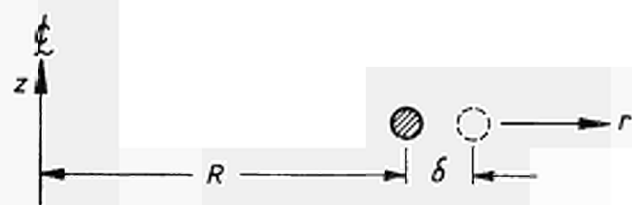


FIG. 6(a).

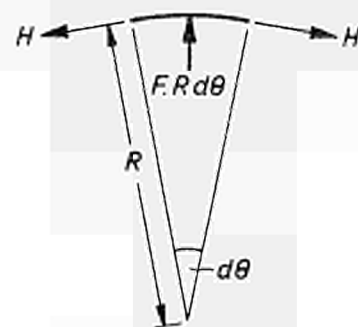


FIG. 6(b).

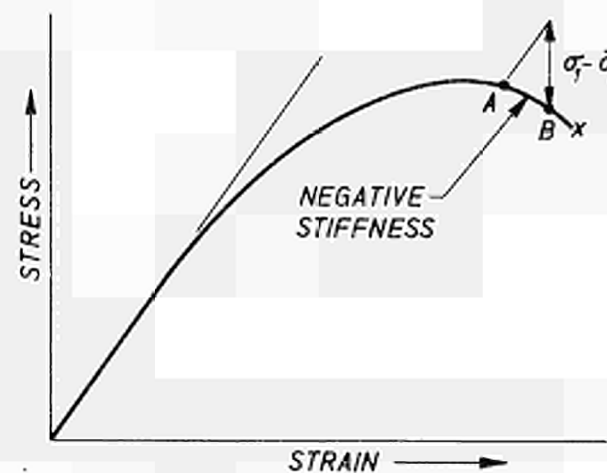


FIG. 7.

Fig. 6.(a) Radial displacement of a circumferential cable.  
(b) Equilibrium diagram for a segment of cable.

Fig. 7. Material with rising and falling stress-strain characteristic.

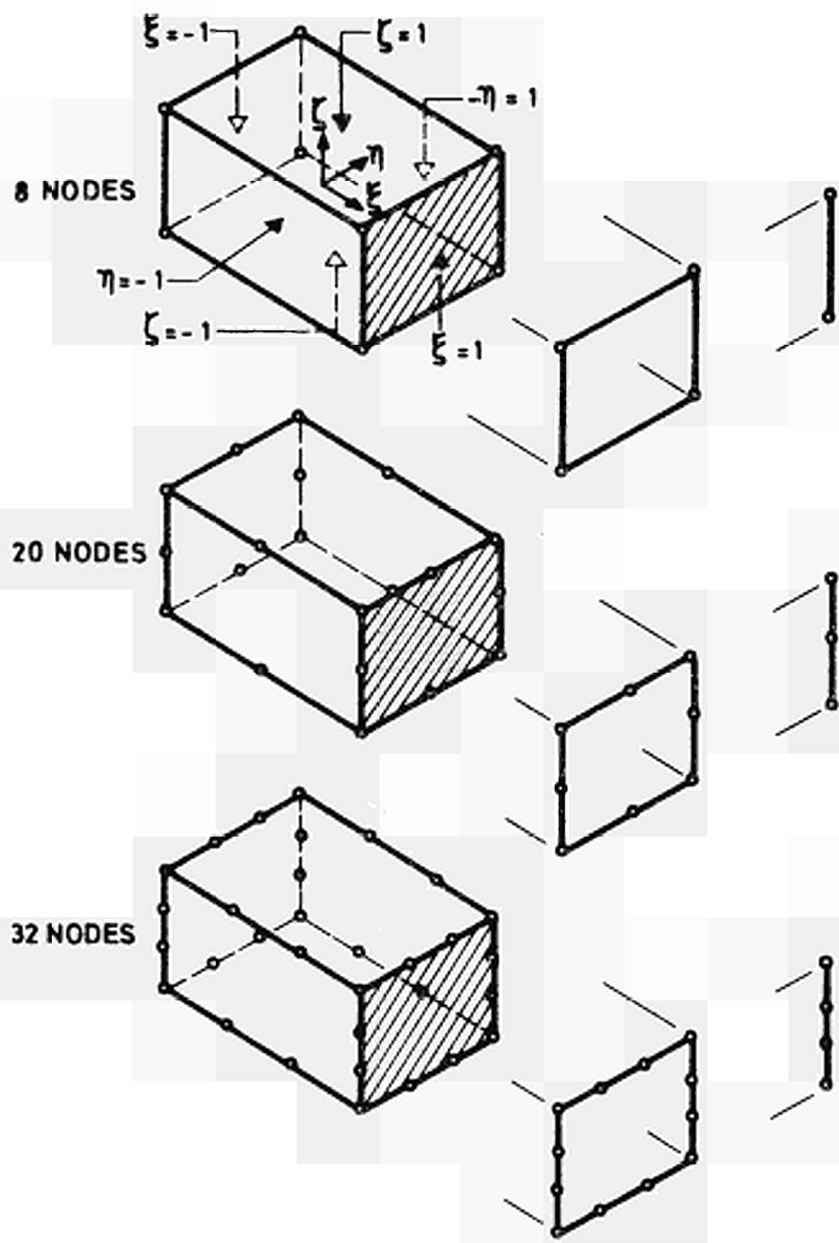


Fig. 5.

Right prism isoparametric elements of boundary node family with corresponding sheet and line elements.

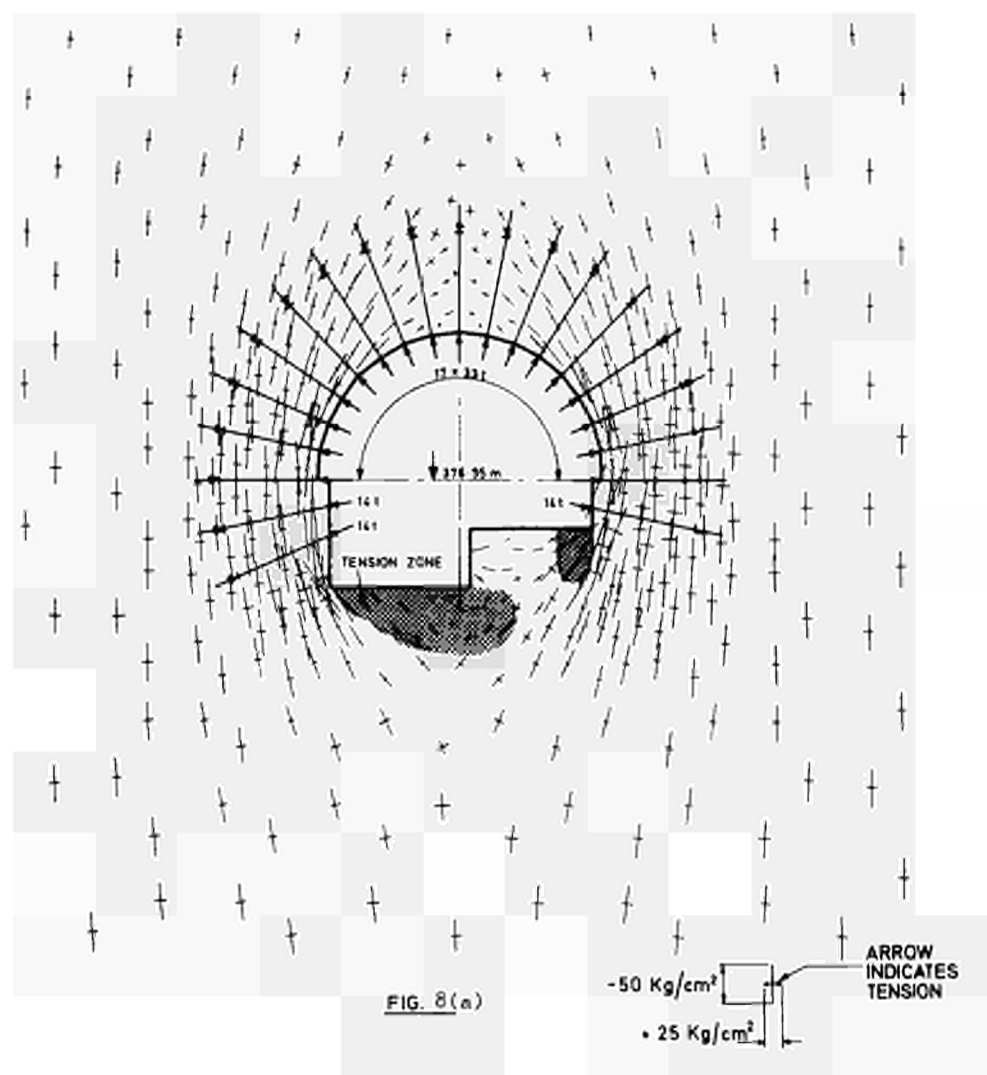
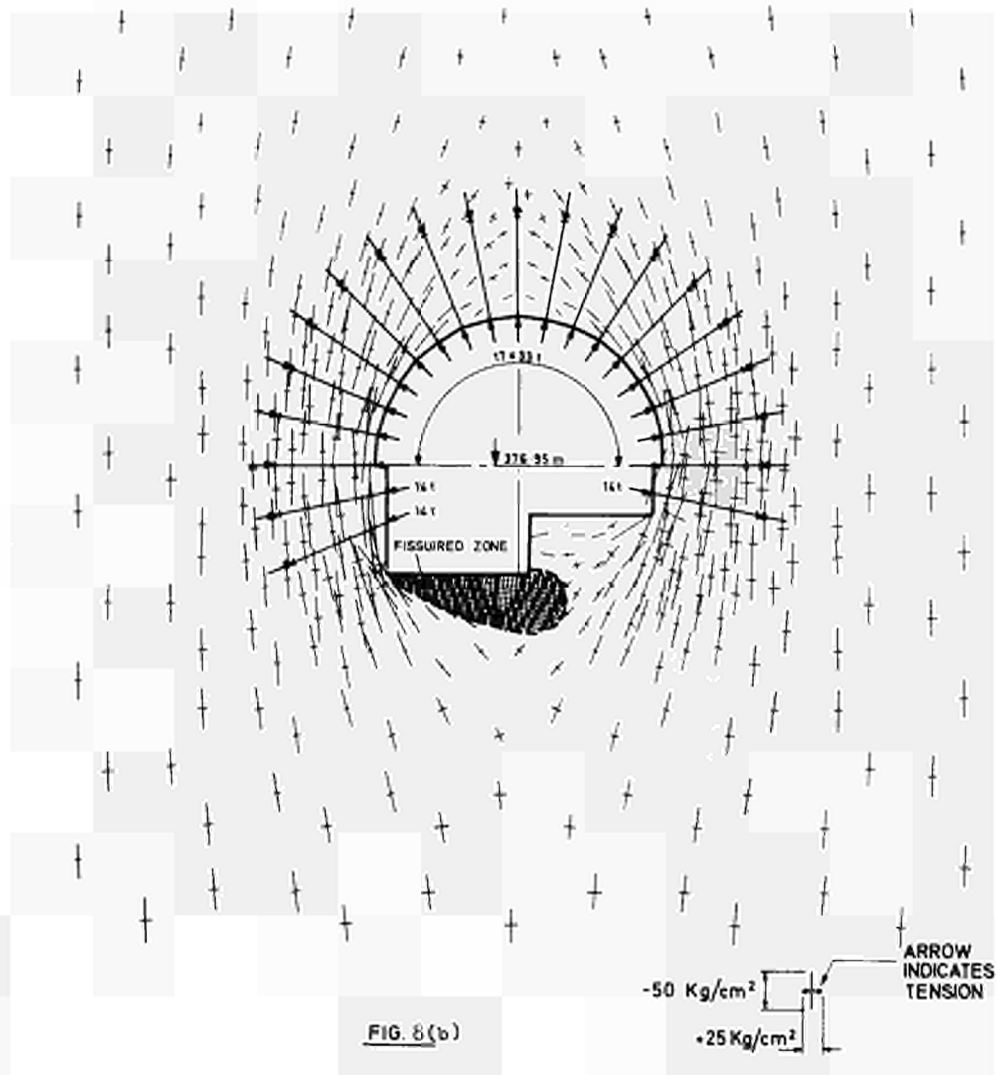


Fig.8. (a) Elastic solution of prestressed tunnel.



(b) No-tension solution of prestressed tunnel.

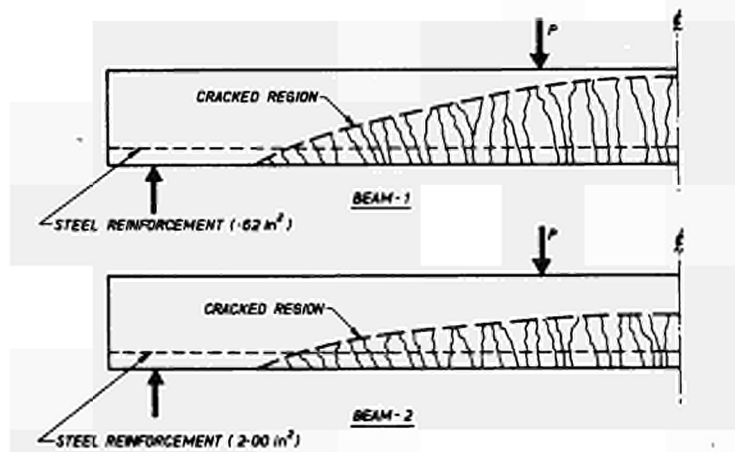


Fig.9. Limited-tension analysis of reinforced concrete beams.

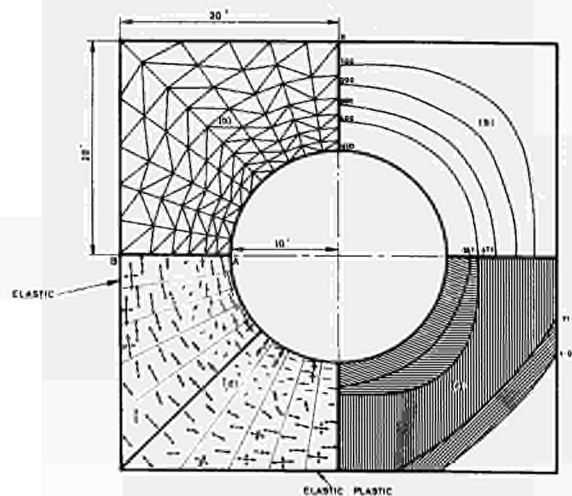


Fig.10 Thermal stressing of a duct.

(a) Mesh used 142 elements 88 nodes

$$E = 30 \times 10^6 \text{ lb/in.}^2$$

$$\nu = 0.3$$

$$\sigma_y = 1,665,000 \text{ lb/in.}^2$$

(b) Final temperature state

(c) Spread of plastic zones

(d) Stress distribution. Elastic and elasto-plastic (both for same temperature state).

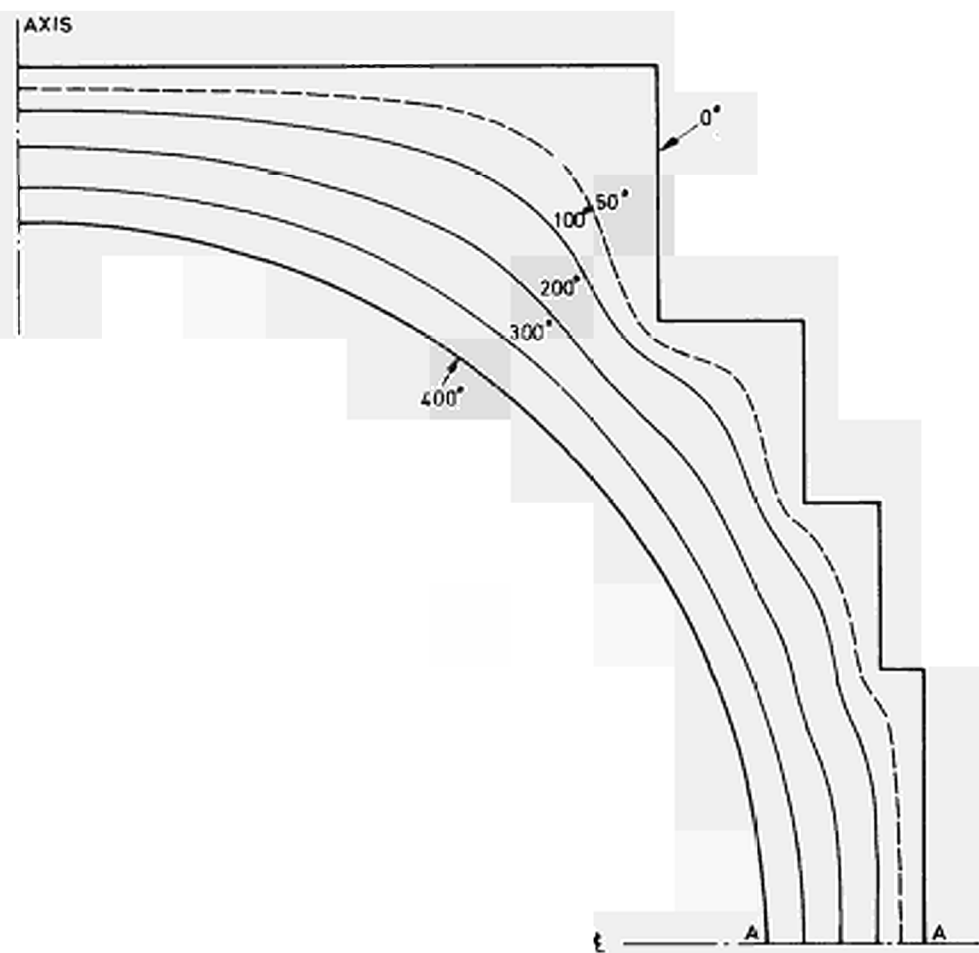


Fig.11. Temperature distribution through pressure vessel.

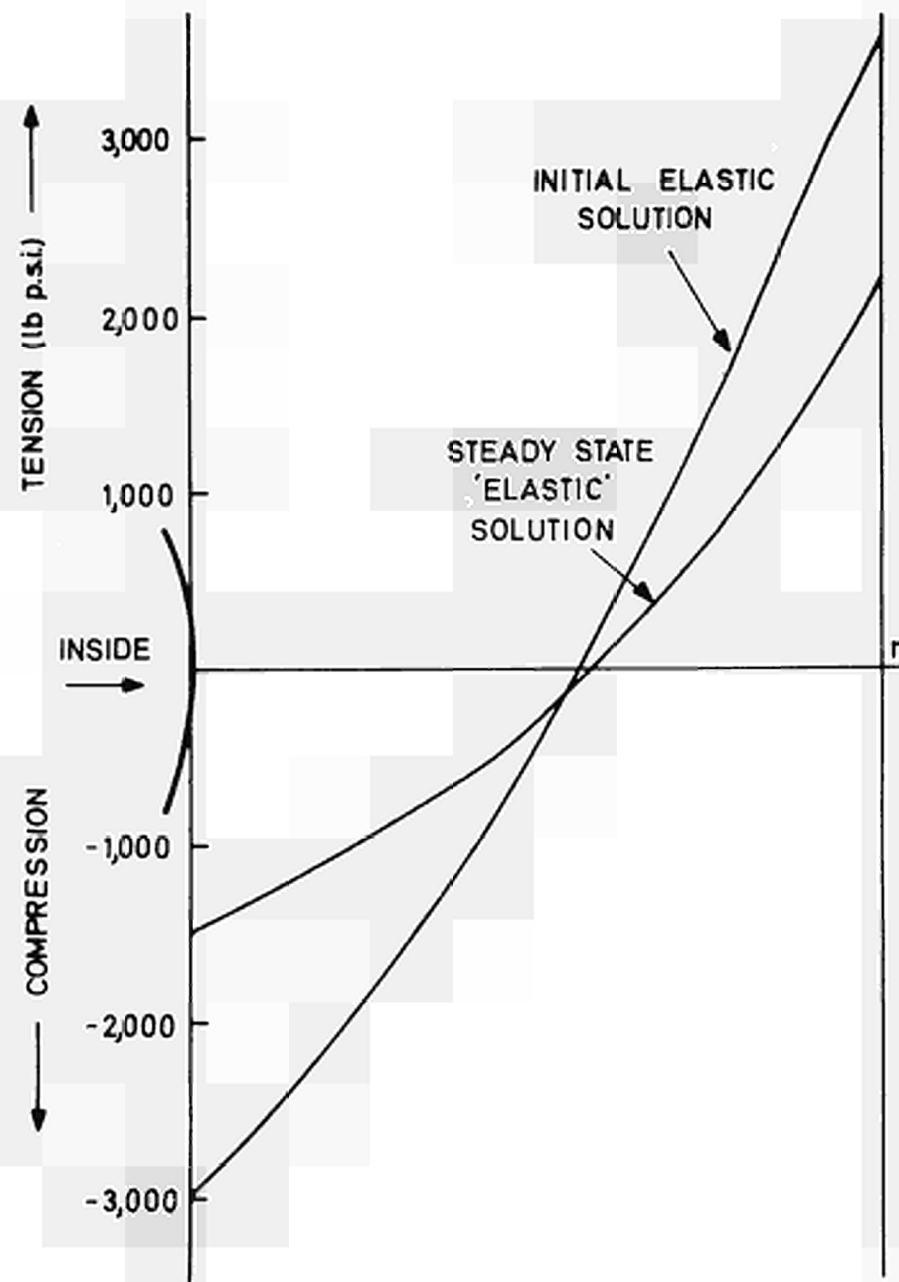


Fig.12. Vertical stress distribution on centre line section (AA) of pressure vessel in Fig.11.

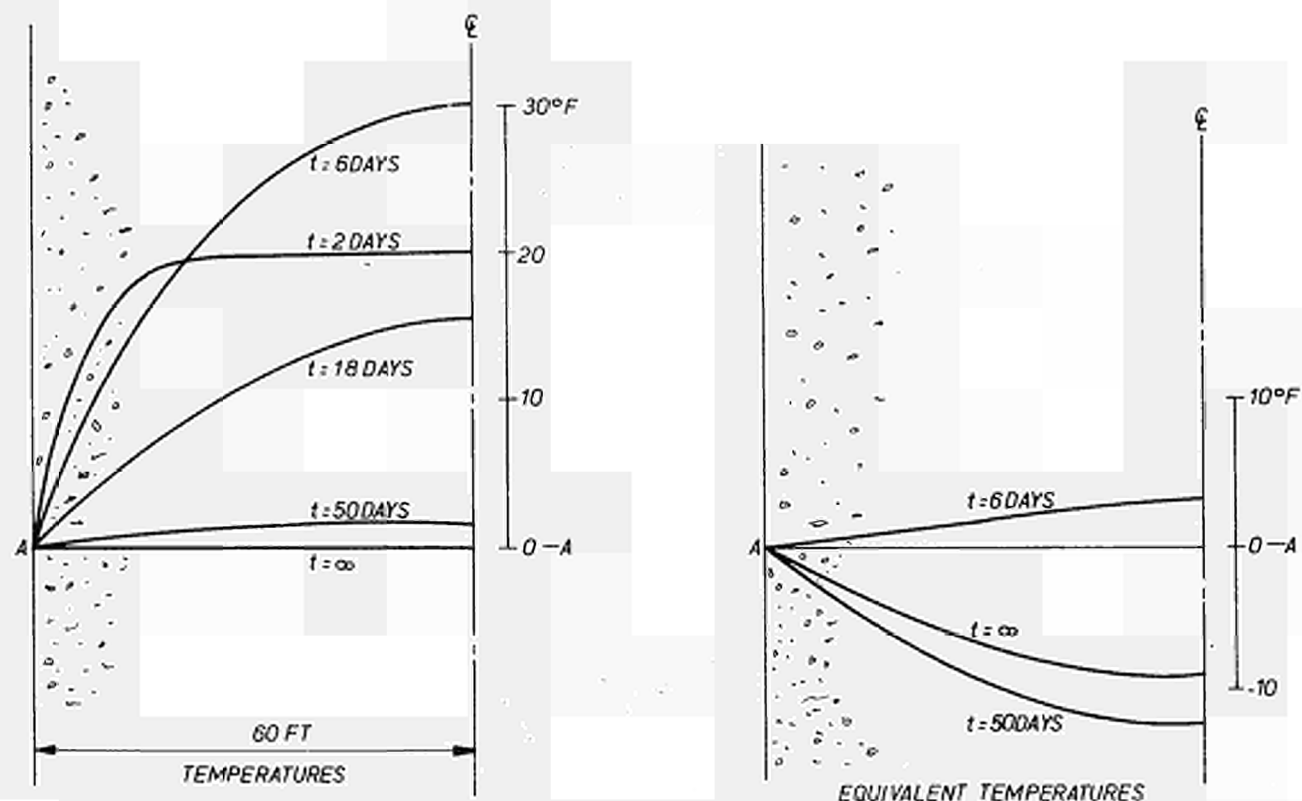


Fig.13. Temperatures developed due to heat of hydration in a concrete slab.

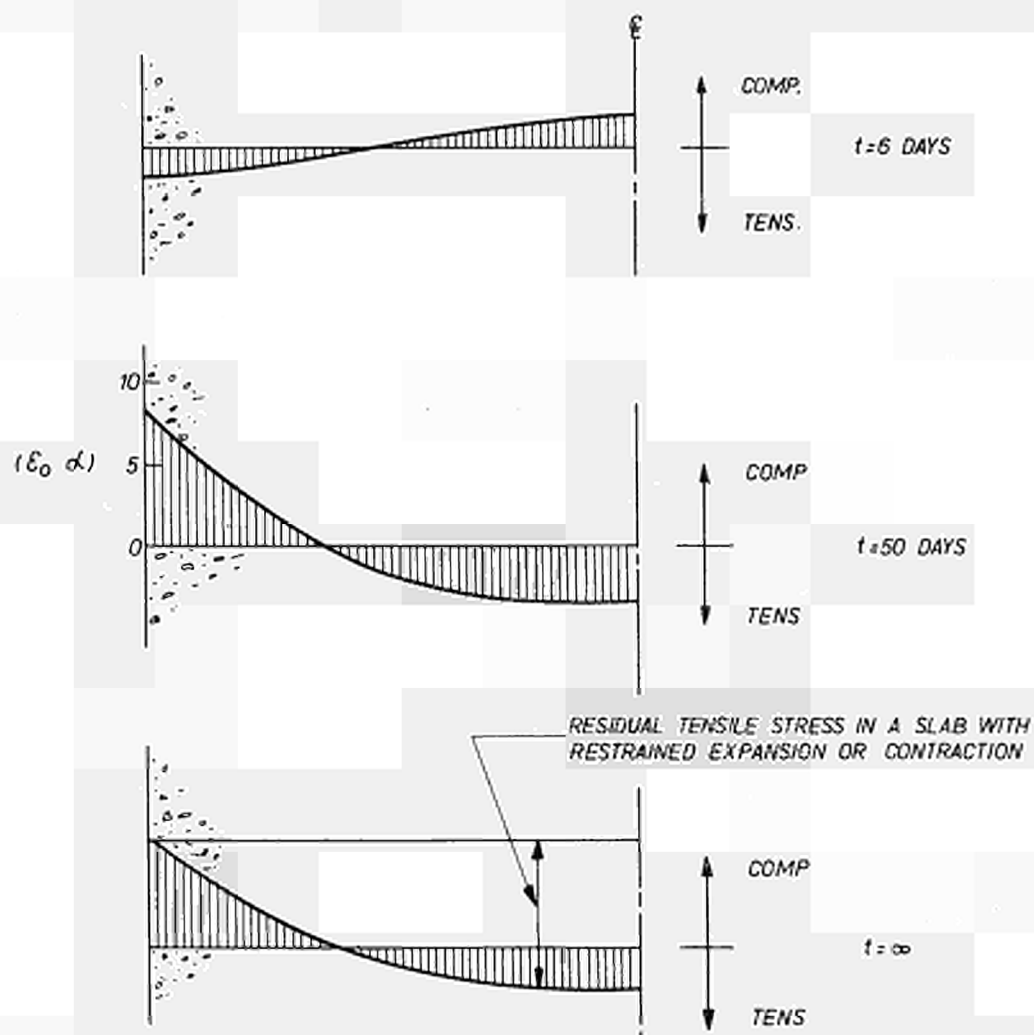


Fig.14. Stresses developed in slab due to heat of hydration.

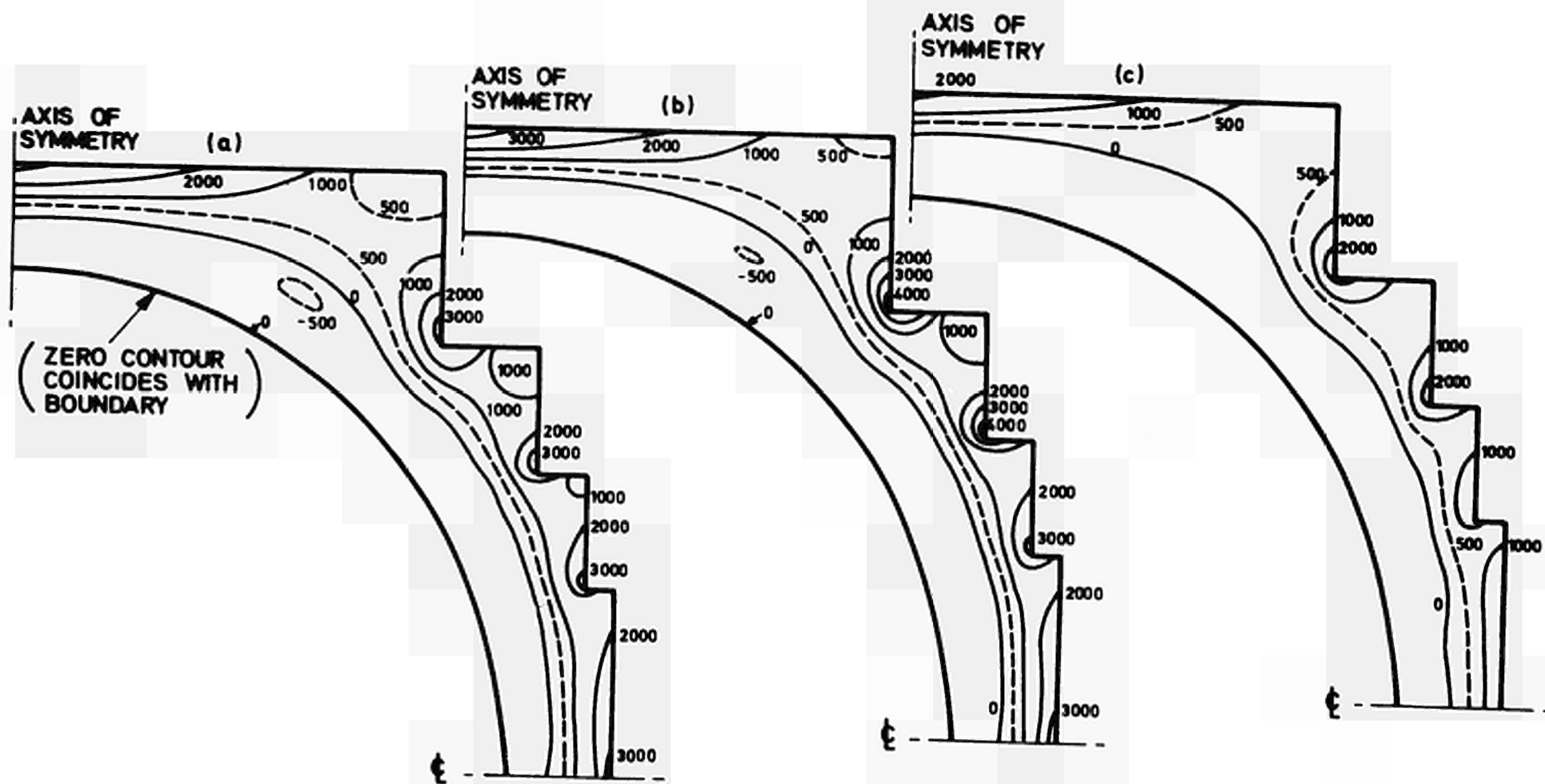


Fig.15. Major principal stress contours due to thermal effects in the vessel of Fig.11 ( $\alpha = 5 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ )

(a) Constant average value of  $E = 2.58 \times 10^6 \text{ lb/in.}^2$

(b) Initial stress, variable  $E$ .

(c) Final stress, variable  $E$ , including creep effects.

All stresses in  $\text{lb/in.}^2$ . ( $1 \text{ lb/in.}^2 = 0.07 \text{ Kg/cm}^2$ ).

DIE DYNAMISCHE RELAXATION ALS ZWECKMÄSSIGES  
VERFAHREN ZUR RÄUMLICHEN BERECHNUNG VON  
SPANNBETONDRUCKBEHÄLTERN

G. SCHNELLENBACH

Ruhr-Universität Bochum  
Institut für konstruktiven Ingenieurbau

N° 24



## Einleitung

Die Berechnung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern erfolgte bisher unter der Annahme einer rotations-symmetrischen Form und Belastung. Diese Rotations-symmetrie wird u. a. gestört durch eine Reihe von zum Teil sehr großen Öffnungen in den Behälterwandungen. Ihr Einfluß auf den Spannungszustand des Behälters wurde durch Zusatzbetrachtungen der Lochbereiche abgeschätzt. Wegen der großen Bedeutung, die eine zuverlässige Berechnung solcher Bauwerke im Hinblick auf Sicherheit und Wirtschaftlichkeit besitzt, bemüht man sich heute um die Berechnung des Behälters als dreidimensionales Kontinuum. Eine analytische Lösung scheidet wegen der mathematischen Schwierigkeiten aus. Eine numerische Berechnung wurde bisher nur mit Hilfe der finiten Elemente bekannt. Ebenso eignet sich jedoch auch das Verfahren der Dynamischen Relaxation für die Berechnung des dreidimensionalen Spannungs- und Verformungszustandes in Spannbetondruckbehältern. Beide Verfahren haben die Elastizitätstheorie zur Grundlage. Sie unterscheiden sich im Lösungsweg. Der Lösungsweg der Dynamischen Relaxation und die Anwendung dieses Verfahrens bei der Berechnung von Spannbetondruckbehältern soll im Folgenden kurz beschrieben werden. Dies erfolgt hier für Zylinderkoordinaten und für den elastischen Zustand.

## Grundlagen der Dynamischen Relaxation

Die Dynamische Relaxation geht von der Betrachtung des dynamischen Gleichgewichts am Volumenelement aus. Die sich daraus ergebenden drei Gleichgewichtsbedingungen führen zusammen mit den Bedingungen des Verzerrungszustandes und unter Verwendung des Hookeschen Gesetzes nach geeigneter Umformung zu einem System von neun Differentialgleichungen für die insgesamt neun unbekannten Spannungs- und Verschiebungsfunktionen. Dieses Differentialgleichungssystem (1), in dem  $\lambda$  und  $\mu$  die Laméschen Konstanten und  $\rho$  die Dichte bezeichnen, ist in Bezug auf die Raumkoordinaten von 1. Ordnung. Es ist dem System (2) der Differentialgleichungen 2. Ordnung für die Verschiebungen, die allgemein als Schwingungsgleichungen bekannt sind, gleichwertig. Zu den dynamischen Anteilen sind jedoch geschwindigkeitsproportionale Dämpfungsglieder hinzugefügt, deren Zweck später erläutert wird. Da es sich bei der Berechnung von Reaktordruckbehältern um statische Aufgaben handelt, scheint zuerst dieser Umweg über die Schwingungsgleichungen wenig sinnvoll. Diese Schwingungsgleichungen weisen jedoch den hyperbolischen Typ auf, während die Grundgleichungen des elastischen Kontinuums den elliptischen Typ haben. Für eine numerische Lösung eignen sich hyperbolische Differentialgleichungen wesentlich besser. Dazu werden die Differentialgleichungen des hier vierdimensionalen Raum-Zeit-Systems durch Differenzengleichungen ersetzt und iterativ gelöst. Dies läßt sich sehr anschaulich erklären. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  ist der zu berechnende Körper spannungslos und nur mit den gegebenen Volumen- oder Randkräften belastet. Zeitlich aufeinanderfolgend werden dann mit den Differenzengleichungen alle unbekannten Funktionswerte aus denen des vorhergehenden Zeitschnitts errechnet. Die so erhaltenen Funktionswerte ändern sich mit fortschreitender Zeit entsprechend den Differenzengleichungen und

$$\varrho \left( \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + D \frac{\partial u}{\partial t} \right) = \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r}$$

$$\varrho \left( \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + D \frac{\partial v}{\partial t} \right) = \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial z} + \frac{2\tau_{r\varphi}}{r}$$

$$\varrho \left( \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D \frac{\partial w}{\partial t} \right) = \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r}$$

$$\sigma_r = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u}{\partial r} + \lambda \left( \frac{u}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{1}{r} (\lambda + 2\mu) \left( u + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) + \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

$$\sigma_z = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right)$$

$$\tau_{r\varphi} = \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \right)$$

$$\tau_{rz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right)$$

$$\tau_{z\varphi} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right)$$

(1a-i)

$$\varrho \left( \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + D \frac{\partial u}{\partial t} \right) = (\lambda + \mu) \frac{\partial e}{\partial r} + \mu \left( \Delta u - \frac{u}{r^2} \right) - \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \varphi}$$

$$\varrho \left( \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + D \frac{\partial v}{\partial t} \right) = \frac{\lambda + \mu}{r} \frac{\partial e}{\partial \varphi} + \mu \left( \Delta v - \frac{v}{r^2} \right) + \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \varphi}$$

$$\varrho \left( \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D \frac{\partial w}{\partial t} \right) = (\lambda + \mu) \frac{\partial e}{\partial z} + \mu \Delta w$$

(2a-c)

mit  $e = \epsilon_r + \epsilon_\varphi + \epsilon_z$

den Randbedingungen. Sie beschreiben den Zustand des jeweiligen physikalischen Systems, das heißt die Ausbreitung der Schwingungen im Körper, bis durch die Dämpfung der Ruhezustand erreicht ist. Bei einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung ist dieser Ruhezustand der gesuchte statische Gleichgewichtszustand. So wird die direkte Aufstellung eines Gleichungssystems, wie sie bei anderen numerischen Lösungsmethoden und auch bei den Finiten Elementen erforderlich ist, vermieden. Die Lösung dieser Gleichungssysteme, die im räumlichen Fall einige tausend oder sogar einige zehntausend Unbekannte aufweisen, führt besonders in den Fällen, in denen die Gleichungssysteme schlecht konditioniert sind, zu großen Schwierigkeiten. So erweist sich der scheinbare Umweg über die Schwingungsgleichungen als Vorteil, denn die numerische Stabilität ist bei der Dynamischen Relaxation, wie später gezeigt wird, sehr einfach zu gewährleisten.

Außerdem ist mit dem Fortfall von Aufbau und Lösung eines der Anzahl der Unbekannten entsprechenden Gleichungssystems eine beträchtliche Einsparung an Speicherplatz gegenüber anderen numerischen Verfahren verbunden.

### Dämpfung

Es wurde bereits erwähnt, daß sich bei einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung der gesuchte statische Gleichgewichtszustand einstellt. Brauchbar für die Dynamische Relaxation ist jedoch nur eine Dämpfung  $D$ , bei der in möglichst kurzer Zeit ein Gleichgewichtszustand erreicht wird, der innerhalb der gewünschten Genauigkeit liegt. Als optimale Dämpfung hat sich ein Bereich von 0.6 - 0.9 der kritischen Dämpfung herausgestellt, also ein verhältnismäßig großer Bereich. Da im räumlichen Fall eine genaue Ermittlung der maßgebenden kritischen Dämpfung unwirtschaftlich aufwendig sein würde, genügt es, als Näherung eindimensionale Untersuchungen

der kritischen Dämpfung mit den Kantenlängen und Radien sowie den entsprechenden Randbedingungen des zu berechnenden Körpers durchzuführen. Die sich daraus ergebende kleinste kritische Dämpfung ist für die Berechnung maßgebend.

### Differenzengleichungen

Die numerische Lösung kann sowohl von dem Differentialgleichungssystem (1) ausgehen als auch von dem System (2). Da die zu dem System (1) gehörenden Differenzengleichungen wesentlich besser zur Erfüllung der Randbedingungen komplizierter Form geeignet sind, wie sie z. B. an Lochrändern auftreten, eignet sich das System (1) besser für die numerische Berechnung.

In Bezug auf die Ableitungen nach der Zeit sind die Differentialgleichungen (1a - c) von 2. Ordnung. Unter Benutzung der Geschwindigkeiten für die Ableitungen der Verschiebungen nach der Zeit lassen sie sich jedoch auch zeitlich in einer Form 1. Ordnung darstellen. Um in den Differentialgleichungen (1d - i) die Verschiebungen ebenfalls durch die Geschwindigkeiten ausdrücken zu können, werden diese Gleichungen formal nach der Zeit differenziert. Damit ergibt sich für die Umwandlung in Differenzengleichungen das System (3) partieller Differentialgleichungen mit Spannungen und Geschwindigkeiten als abhängigen Variablen.

Diesem System wird ein Differenzengleichungssystem gegenübergestellt. Dazu hat es sich als zweckmäßig erwiesen, die Differentialquotienten durch zentrale Differenzenquotienten zu ersetzen. In Bezug auf die Ableitungen nach den Raumkoordinaten erfolgt dies nach einem besonderen Rasternetz, wie es in Abb. 1 gezeigt ist. Der Körper ist dabei mit mehreren orthogonalen Netzen überzogen, die im Falle gleicher Maschenweite in den verschiedenen Richtungen um jeweils eine halbe Maschenweite gegeneinander versetzt sind. Jedem Netz sind eine oder mehrere Variable zugeordnet, die an den Schnittpunkten des zugehörigen Gitternetzes errechnet werden. Wie ersichtlich ist, sind nicht alle Rasterschnittpunkte

$$\begin{aligned}
 g\left(\frac{\partial \dot{u}}{\partial t} + D\dot{u}\right) &= \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} \\
 g\left(\frac{\partial \dot{v}}{\partial t} + D\dot{v}\right) &= \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial z} + 2 \frac{\tau_{r\varphi}}{r} \\
 g\left(\frac{\partial \dot{w}}{\partial t} + D\dot{w}\right) &= \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} \\
 \frac{\partial \sigma_r}{\partial t} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial \dot{u}}{\partial r} + \lambda \left( \frac{\dot{u}}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{v}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial z} \right) \\
 \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial t} &= \frac{1}{r} (\lambda + 2\mu) \left( \dot{u} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial \varphi} \right) + \lambda \left( \frac{\partial \dot{u}}{\partial r} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial z} \right) \\
 \frac{\partial \sigma_z}{\partial t} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial \dot{w}}{\partial z} + \lambda \left( \frac{\partial \dot{u}}{\partial r} + \frac{\dot{u}}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{v}}{\partial \varphi} \right) \\
 \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial t} &= \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{u}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial r} - \frac{\dot{v}}{r} \right) \\
 \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial t} &= \mu \left( \frac{\partial \dot{u}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial r} \right) \\
 \frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial t} &= \mu \left( \frac{\partial \dot{v}}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{w}}{\partial \varphi} \right)
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

mit einer Unbekannten belegt. Dieses besondere Raster hat folgende Vorteile:

1. Bei den Differenzenquotienten handelt es sich um zentrale Differenzenquotienten über eine einfache Maschenweite mit einer hohen Genauigkeit.
2. Da die Unbekannten an versetzten Punkten berechnet werden, vermindert sich die Anzahl der auf die Körperbegrenzung entfallenden Randspannungen oder Randgeschwindigkeiten, so daß die Randbedingungen sehr einfach und genau erfüllt werden können.
3. Das kompliziert aussehende Rasternetz ist sehr einfach zu handhaben und eignet sich sehr gut für veränderliche Rasterteilungen, wie sie besonders in Störungszonen wie Lochbereichen, Übergang Zylinderwand-Abschlußplatten usw. erforderlich werden.

Auch zeitlich wird ein zentraler Differenzenquotient über ein einfaches Zeitintervall gewählt. So ergibt sich nach Zusammenfassung der Konstanten und geeigneter Auflösung nach den Unbekannten das Differenzgleichungssystem (4) für die numerische Berechnung. Spannungen und Geschwindigkeiten werden um  $\Delta t/2$  gegeneinander versetzt ermittelt. Aus dem Gleichungssystem (4) wird der bereits erwähnte Vorteil der numerischen Lösung hyperbolischer Differentialgleichungen deutlich, denn es ist leicht zu erkennen, daß die Spannungen aus den zeitlich vorher ermittelten Spannungen und Geschwindigkeiten, die Geschwindigkeiten aus den zeitlich vorher ermittelten Geschwindigkeiten und Spannungen berechnet werden. Die Verschiebungen lassen sich sehr leicht durch numerische Integration der Geschwindigkeiten über die Zeit errechnen.

Differenzengleichungen für die dynamische Relaxation  
mit  $A=(\lambda+2\mu)\Delta t$ ,  $B=\lambda\Delta t$ ,  $C=\mu\Delta t$ ,  $F=\Delta t/g$ ,  $KA=1/(1+D\Delta t/2)$ ,  $KB=1-D\Delta t/2$

Zeitpunkt:

$$\begin{array}{c}
 \begin{array}{ccc}
 t & t-\Delta t & t-\Delta t/2 \\
 \downarrow & \downarrow & \downarrow
 \end{array} \\
 \sigma_{ri,j,k} = \sigma_{ri,j,k} + A \frac{\dot{U}_{i,j,k} - \dot{U}_{i-1,j,k}}{\Delta r} + B \left( \frac{\dot{U}_{i,j,k} + \dot{U}_{i-1,j,k}}{2r_i} + \frac{\dot{V}_{i,j,k} - \dot{V}_{i,j-1,k}}{r_i \Delta \varphi} + \frac{\dot{W}_{i,j,k} - \dot{W}_{i,j,k-1}}{\Delta z} \right) \\
 \sigma_{\varphi i,j,k} = \sigma_{\varphi i,j,k} + \frac{A}{r_i} \left( \frac{\dot{U}_{i,j,k} + \dot{U}_{i-1,j,k}}{2} + \frac{\dot{V}_{i,j,k} - \dot{V}_{i,j-1,k}}{\Delta \varphi} \right) + B \left( \frac{\dot{U}_{i,j,k} - \dot{U}_{i-1,j,k}}{\Delta r} + \frac{\dot{W}_{i,j,k} - \dot{W}_{i,j,k-1}}{\Delta z} \right) \\
 \sigma_{zi,j,k} = \sigma_{zi,j,k} + A \frac{\dot{W}_{i,j,k} - \dot{W}_{i,j,k-1}}{\Delta z} + B \left( \frac{\dot{U}_{i,j,k} - \dot{U}_{i-1,j,k}}{\Delta r} + \frac{\dot{U}_{i,j,k} + \dot{U}_{i-1,j,k}}{r_i} + \frac{\dot{V}_{i,j,k} - \dot{V}_{i,j-1,k}}{r_i \Delta \varphi} \right) \\
 \tau_{r\varphi i,j,k} = \tau_{r\varphi i,j,k} + C \left( \frac{\dot{U}_{i,j+1,k} - \dot{U}_{i,j,k}}{(r_i + \Delta r/2) \Delta \varphi} + \frac{\dot{V}_{i+1,j,k} - \dot{V}_{i,j,k}}{\Delta r} - \frac{\dot{V}_{i+1,j,k} + \dot{V}_{i,j,k}}{2(r_i + \Delta r/2)} \right) \\
 \tau_{rzi,j,k} = \tau_{rzi,j,k} + C \left( \frac{\dot{U}_{i,j,k+1} - \dot{U}_{i,j,k}}{\Delta z} + \frac{\dot{W}_{i+1,j,k} - \dot{W}_{i,j,k}}{\Delta r} \right) \\
 \tau_{z\varphi i,j,k} = \tau_{z\varphi i,j,k} + C \left( \frac{\dot{V}_{i,j,k+1} - \dot{V}_{i,j,k}}{\Delta z} + \frac{\dot{W}_{i,j+1,k} - \dot{W}_{i,j,k}}{r_i \Delta \varphi} \right)
 \end{array}
 \quad (4)$$

Zeitpunkt:  $t+\Delta t/2$

$$\begin{array}{c}
 \begin{array}{ccc}
 t+\Delta t/2 & t-\Delta t/2 & t \\
 \downarrow & \downarrow & \downarrow
 \end{array} \\
 \dot{U}_{i,j,k} = KA \left[ KB \dot{U}_{i,j,k} + F \left( \frac{\sigma_{ri+1,j,k} - \sigma_{ri,j,k}}{\Delta r} + \frac{\tau_{r\varphi i,j,k} - \tau_{r\varphi i,j-1,k}}{(r_i + \Delta r/2) \Delta \varphi} + \frac{\tau_{rzi,j,k} - \tau_{rzi,j,k-1}}{\Delta z} + \frac{\sigma_{ri+1,j,k} + \sigma_{ri,j,k} - \sigma_{\varphi i+1,j,k} - \sigma_{\varphi i,j,k}}{2(r_i + \Delta r/2)} \right) \right] \\
 \dot{V}_{i,j,k} = KA \left[ KB \dot{V}_{i,j,k} + F \left( \frac{\tau_{r\varphi i,j,k} - \tau_{r\varphi i-1,j,k}}{\Delta r} + \frac{\sigma_{\varphi i,j+1,k} - \sigma_{\varphi i,j,k}}{r_i \Delta \varphi} + \frac{\tau_{z\varphi i,j,k} - \tau_{z\varphi i,j,k-1}}{\Delta z} + \frac{\tau_{r\varphi i,j,k} + \tau_{r\varphi i-1,j,k}}{r_i} \right) \right] \\
 \dot{W}_{i,j,k} = KA \left[ KB \dot{W}_{i,j,k} + F \left( \frac{\tau_{rzi,j,k} - \tau_{rzi-1,j,k}}{\Delta r} + \frac{\tau_{z\varphi i,j,k} - \tau_{z\varphi i,j-1,k}}{r_i \Delta \varphi} + \frac{\sigma_{zi,j,k+1} - \sigma_{zi,j,k}}{\Delta z} + \frac{\tau_{rzi,j,k} + \tau_{rzi-1,j,k}}{2r_i} \right) \right]
 \end{array}$$



# Konvergenz und Stabilität der numerischen Lösung

Während im elliptischen Fall im allgemeinen die Differenzquotienten beliebig hoher Ordnung mit Verkleinerung der Maschenweite gegen die Differentialquotienten streben, d.h. daß einfache und von der Wahl des Netzes unabhängige Konvergenzverhältnisse herrschen, ist dies bei hyperbolischen Differentialgleichungen nicht selbstverständlich. Ein ähnliches Problem liegt in der Frage, unter welchen Bedingungen die numerische Berechnung stabil bleibt und so eine ungünstige Fehlerfortpflanzung keinen Einfluß auf die Berechnung hat.

Beide Forderungen führen zu folgendem Konvergenz- und Stabilitätskriterium, das die Zeitintervalle in Abhängigkeit von den gewählten Raumintervallen beschränkt:

$$\Delta t < \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda + 2}{s} \cdot \sqrt{\frac{1}{(R \cdot \Delta \phi)^2} + \frac{1}{\Delta r^2} + \frac{1}{\Delta z^2}}}} \quad (5)$$

Maßgebend für die Bedingung (5) ist dasjenige Differenzelement des Körpers, für das sich das kleinste  $\Delta t$  ergibt. Andernfalls wäre die Bedingung (5) stellenweise verletzt.

Eine Nichtbeachtung dieses Kriteriums macht sich nach wenigen Iterationsschritten bereits durch eine sichtbare Divergenz der Berechnung bemerkbar.

Bei Einhaltung dieser einfachen Bedingung (5) treten keinerlei Schwierigkeiten bei der Stabilität und Konvergenz der numerischen Berechnung mehr auf.

## Randbedingungen

Im Gegensatz zu den üblichen Differenzenverfahren können bei der Dynamischen Relaxation durch geschickte Wahl des Rasternetzes die Randbedingungen sehr einfach und genau erfüllt werden. Dies wird an zweidimensionalen Beispielen gezeigt. In Abb. 2 sind die Ergebnisse einer numerischen Berechnung einer Scheibe mit kreisförmiger Öffnung, berechnet mit verhältnismäßig grobem Raster in Polarkoordinaten, der analytischen Lösung gegenübergestellt. Die Übereinstimmung ist sehr gut. Bei Öffnungen in den Wandungen von Reaktordruckbehältern kann das Koordinatensystem jedoch nicht auf die Öffnung bezogen werden. Die Lochberandung muß durch einen Polygonzug angenähert werden. Abb. 3 zeigt die Annäherung eines Kreislochs in einer Scheibe durch verschiedene Vielecke. Es ist zu erkennen, daß mit einem 24-Eck die analytische Lösung, vgl. [10], praktisch erreicht ist, daß aber auch ein 12-Eck bereits sehr genaue Maximalspannungen angibt. Die verhältnismäßig uninteressanten Abweichungen von der analytischen Lösung, die sich bei einem 12-Eck im Bereich von  $15^\circ - 75^\circ$  ergeben, sind darauf zurückzuführen, daß bei der angenommenen Lochberandung, wie sie in Abb. 4 angegeben ist, für die Erfüllung der Randbedingungen über Bereiche von  $30^\circ$  geradlinig interpoliert wurde. Eine geeignetere Form der Interpolation führt zu ähnlich guten Ergebnissen wie die numerische Lösung mit Hilfe des 24-Ecks. In Abb. 4 sind die numerischen Lösungen von endlichen Scheiben mit 12- und 24-Eck-Öffnungen der analytischen Lösung einer unendlichen Scheibe mit kreisförmiger Öffnung gegenübergestellt. Der Verlauf der Spannungen, der wegen der unterschiedlichen Scheibenabmessungen auch für numerische und analytische Lösung unterschiedlich sein muß, zeigt jedoch, daß die Fehler bei einer Lochannäherung durch ein 12-Eck und der oben beschriebenen geradlinigen Interpolation sehr schnell abklingen. Das gleiche Verhalten kann auch für Öffnungen in einem räumlichen Kontinuum erwartet werden. Für die wirtschaftliche Berechnung von Reaktordruckbehältern dürfte es also zweckmäßig sein, die Lochform der Öffnung durch ein 12-Eck anzunähern und dabei eventuell die bereits erwähnte verbesserte Form der 12-Eck-Berechnung zu benutzen. Diese Lösung wird in einer in Vorbereitung befindlichen Veröffentlichung [9] beschrieben. Das 24-Eck bietet dann keine Vorteile mehr, da mit der erforderlichen feineren Rasterteilung eine längere Rechenzeit verbunden ist und kein wesentlicher Genauigkeitsgewinn mehr erzielt werden kann.

In jüngster Zeit wird die Berechnung des sogenannten Pod-Boiler-Designs interessant. Abb. 5 zeigt im Prinzip einen Horizontalschnitt durch einen solchen Druckbehälter.

Für diesen Fall wurde für eine Scheibe die numerische Berechnung nach der Dynamischen Relaxation den Ergebnissen eines Modellversuchs gegenübergestellt. Auch hier zeigt sich eine ausgezeichnete Übereinstimmung. In Abb. 6 sind die Tangentialspannungen in den Symmetrieachsen dargestellt. Die Abweichungen am Innenrand sind hervorgerufen durch die Lasteinleitung bei dem Modell. Hier sind die Modellergebnisse mit größeren Fehlern behaftet. Die Lochrandspannungen, Abb. 7, beweisen ebenfalls die Genauigkeit der numerischen Berechnung.

Bei diesen Berechnungen wurden sowohl an den Lochrändern die Randbedingungen punktwise streng erfüllt als auch die Gleichgewichtsbedingungen über den ganzen Lochrand.

#### Beispiele dreidimensionaler Berechnungen

Von den bisher am Institut für konstruktiven Ingenieurbau der Ruhr-Universität durchgeführten dreidimensionalen Berechnungen sollen hier nur die erwähnt werden, die gewisse Vergleichsmöglichkeiten mit analytischen Lösungen oder Modellversuchen erlauben. Diese Untersuchungen wurden zur Kontrolle der dreidimensionalen Rechenprogramme durchgeführt.

Für Öffnungen in dickwandigen Zylindern liegen bisher keinerlei Vergleichsmöglichkeiten vor. Deshalb mußte die Überprüfung an verhältnismäßig dünnwandigen Hohlzylindern erfolgen. In Abb. 8 sind die Lochrandspannungen bei einem quadratischen Ausschnitt eines Hohlzylinders angegeben. Als Belastung wurden Innendruck und Längszug sowie Innendruck auf den Abschlußdeckel des Ausschnittes angesetzt. Aus dieser Abbildung ist deutlich der räumliche Spannungszustand ersichtlich. Abb. 9 zeigt die Tangentialspannungen  $\sigma_{\varphi}$  der Innen- und Außenflächen des Zylinders für das gleiche Beispiel. Abb. 10 gibt einen Vergleich der Lochrandkräfte eines quadratischen Ausschnitts bei Scheibe und Hohlzylinder zwischen der numerischen Berechnung und einer analytischen Lösung mit ausgerundeten Ecken. Man erkennt hier den starken Einfluß der Ausrundung bei der analytischen Lösung. Die Erhöhung der Lochrandkräfte des Hohlzylinders gegenüber denen der Scheibe ist bei analytischer und numerischer Lösung annähernd gleich.

Als Beispiel für eine kreisförmige Öffnung in der Zylinderwand wurde das Modell eines Reaktor-Sicherheitsbehälters berechnet, dessen Spannungszustand im Lochbereich aus modellstatistischen Untersuchungen der Arbeitsgruppe für bautechnischen Strahlenschutz der Technischen Universität Hannover bekannt war. Die Belastung besteht wieder aus Innendruck, Längszug und Deckellast.

Abb. 11 gibt einen Vergleich der Normalkräfte von Modelluntersuchung und numerischer Berechnung. Abb. 12 zeigt Spannungen auf den Zylinderoberflächen für die beiden Fälle. Die gute Übereinstimmung zwischen Modellversuch und räumlicher Berechnung beweist die Zuverlässigkeit der Dynamischen Relaxation. In Abb. 13 sind die Tangentialspannungen in verschiedenen interessanten Schnitten aufgetragen. Auch hier erkennt man den vorhandenen räumlichen Spannungszustand. In Abb. 14 wurden die Lochrandspannungen dargestellt.

#### Zusammenfassung und Ausblick

Bei der kurzen Beschreibung der Dynamischen Relaxation wurden einige Eigenschaften und Vorteile dieses Verfahrens deutlich, die hier noch einmal kurz zusammengefaßt werden sollen:

1. Die Dynamische Relaxation ist ein anschauliches Verfahren zur numerischen Lösung von Problemen der Elastizitätstheorie.
2. Die direkte Aufstellung großer Gleichungssysteme und deren Lösung entfallen. Damit ist der Speicherplatzbedarf für die numerische Berechnung kleiner als bei anderen Verfahren.
3. Die Stabilität der numerischen Berechnung ist einfach zu gewährleisten.
4. Das Programm zur numerischen Berechnung bleibt selbst bei komplizierten räumlichen Fällen kurz und übersichtlich.
5. Die Rasterteilung kann beliebig veränderlich sein. Dadurch ist eine gute Anpassungsfähigkeit des Rasters an Bereiche mit Spannungskonzentrationen möglich.
6. Die Randbedingungen können einfach und genau erfüllt werden. Das gilt auch für krummlinige Berandungen, wie sie bei kreisförmigen Öffnungen auftreten.

Nicht erwähnt werden konnten in diesem kurzen Überblick über die Dynamische Relaxation die Berechnung der räumlichen Temperaturverteilung, die Berücksichtigung eines nichtlinearen Spannungs-Dehnungsgesetzes und des viskoelastischen Betonverhaltens. Über diese Untersuchungen wird an anderer Stelle berichtet. Es wird zur Zeit auch daran gearbeitet, bei der Berechnung von Spannbetondruckbehältern die Rißbildung erfassen zu können.

Die angeführten Beispiele haben die Zuverlässigkeit und Genauigkeit der Dynamischen Relaxation gezeigt. Dieses Verfahren hat sich für die Berechnung des räumlichen Spannungs- und Verformungszustandes in Spannbetondruckbehältern als zweckmäßig erwiesen.

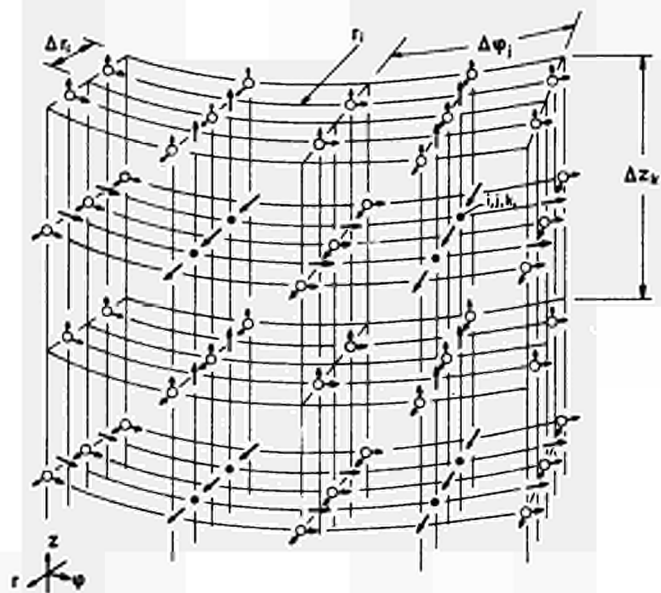
Die Berechnungen wurden auf den Anlagen CDC 1604 A der Technischen Universität Hannover und TR 4 der Ruhr-Universität Bochum durchgeführt. Die Untersuchungen wurden vom Bundesministerium für wissenschaftliche Forschung der BRD gefördert.

## Literatur

- [1] J.R.H. OTTER: Computations for prestressed concrete reactor pressure vessels using dynamic relaxation, Nuclear Structural Engineering 1 (1965), S. 61 - 75
- [2] G. SCHNELLENBACH: Beitrag zur numerischen Berechnung des räumlichen Spannungszustandes in Hohlzylindern mit Ausschnitten, Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1969
- [3] R.D. RICHTMEYER: Difference Methods for Initial-Value Problems, Interscience Publishers Inc., New York 1957
- [4] G.E. FORSYTHE, W.R. WASOW: Finite - Difference Methods for *Partial* Differential Equations, John Wiley & Sons, New York / London 1964
- [5] D.C. GILLES: The Use of interlacing nets for the application of relaxation methods to problems involving two dependent variables, Proc. of the Roy. Soc. A 1948, 193, S. 407 - 433
- [6] R. COURANT, K. FRIEDRICHS, H. LEWY. Über die partiellen Differenzengleichungen der mathematischen Physik, Mathem. Annalen 100 (1928), S. 32 - 74
- [7] G.N. SAWIN: Spannungserhöhungen am Rande von Löchern, VEB-Verlag Technik Berlin 1956
- [8] O.M. GUZ, S.O. GOLOBROD'KO: Über den Spannungszustand rund um eine quadratische Öffnung mit ausgerundeten Ecken in einer Zylinderschale, Übersetzung aus dem Ukrainischen aus Prikladna mechanika, Viddil matematiki, mehaniki ta kibernetiki AN Ukr. RSR. 10 (1964) Folge 6, S. 594 - 599

- [9] G. Schnellenbach: Die elastische Berechnung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern, Bericht aus dem Institut für konstruktiven Ingenieurbau der Ruhr-Universität Bochum (in Vorbereitung)

/10\_7 H. HENGST: Beitrag zur Berechnung von Stegblechen mit Sparlöchern, Der Stahlbau 1942, S. 61 - 64



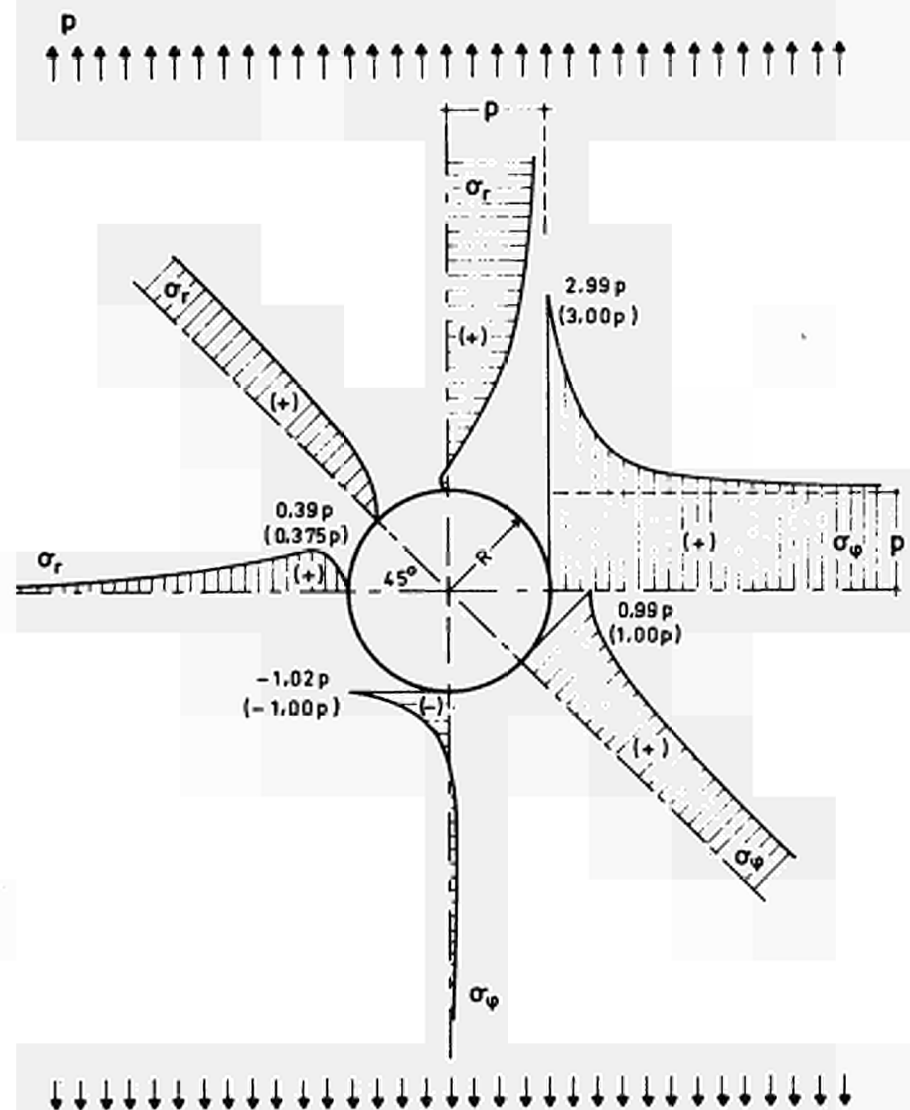
Symbole:

 Punkte mit Geschwindigkeiten in  $r, z, \varphi$ -Richtung,

• Spannungspunkte  $\sigma_r, \sigma_\varphi, \sigma_z$ ,

 Punkte für die Schubspannungen  $\tau_{rz}, \tau_{r\varphi}, \tau_{z\varphi}$ ,

Abb.1 Rasternetz für die dynamische Relaxation



( ) = Spannungen der analytischen Lösung

Abb.2 Unendlich ausgedehnte Scheibe mit kreisförmiger Öffnung, Numerische Lösung



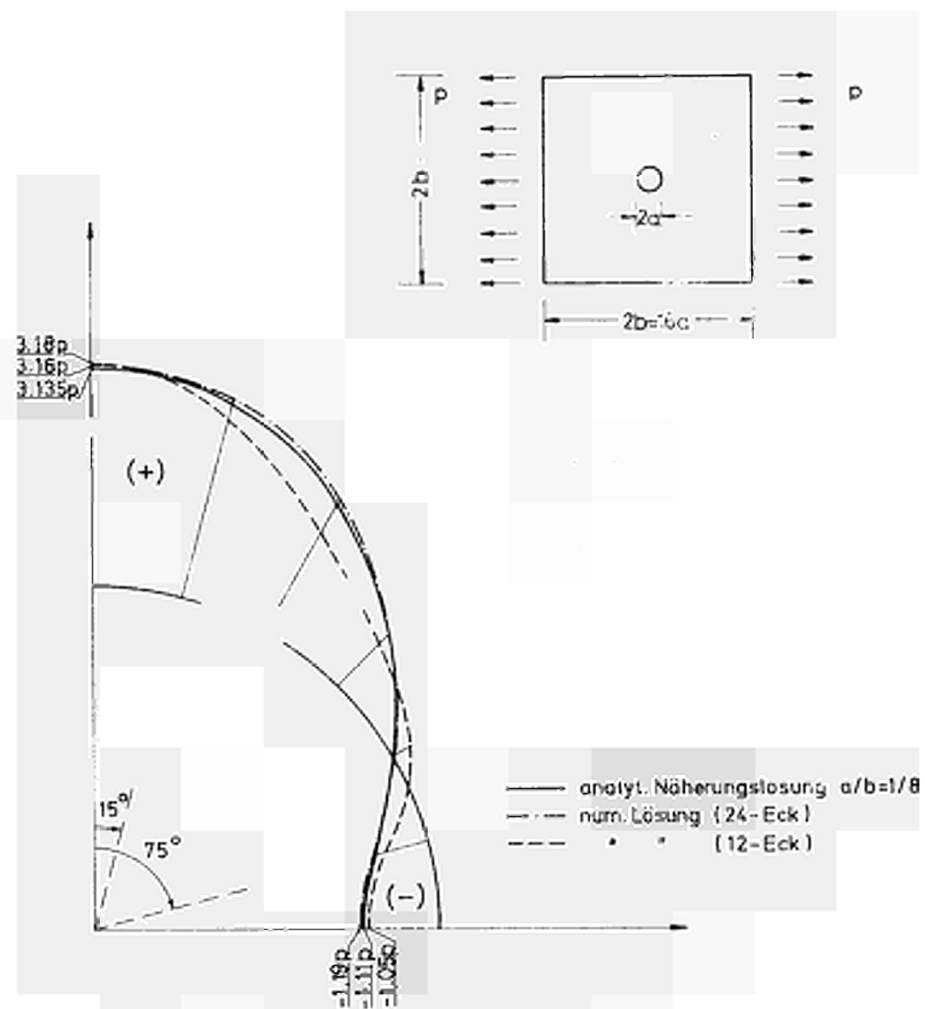


Abb.3

Scheibe mit kreisförmiger Öffnung  
Lochrandspannungen

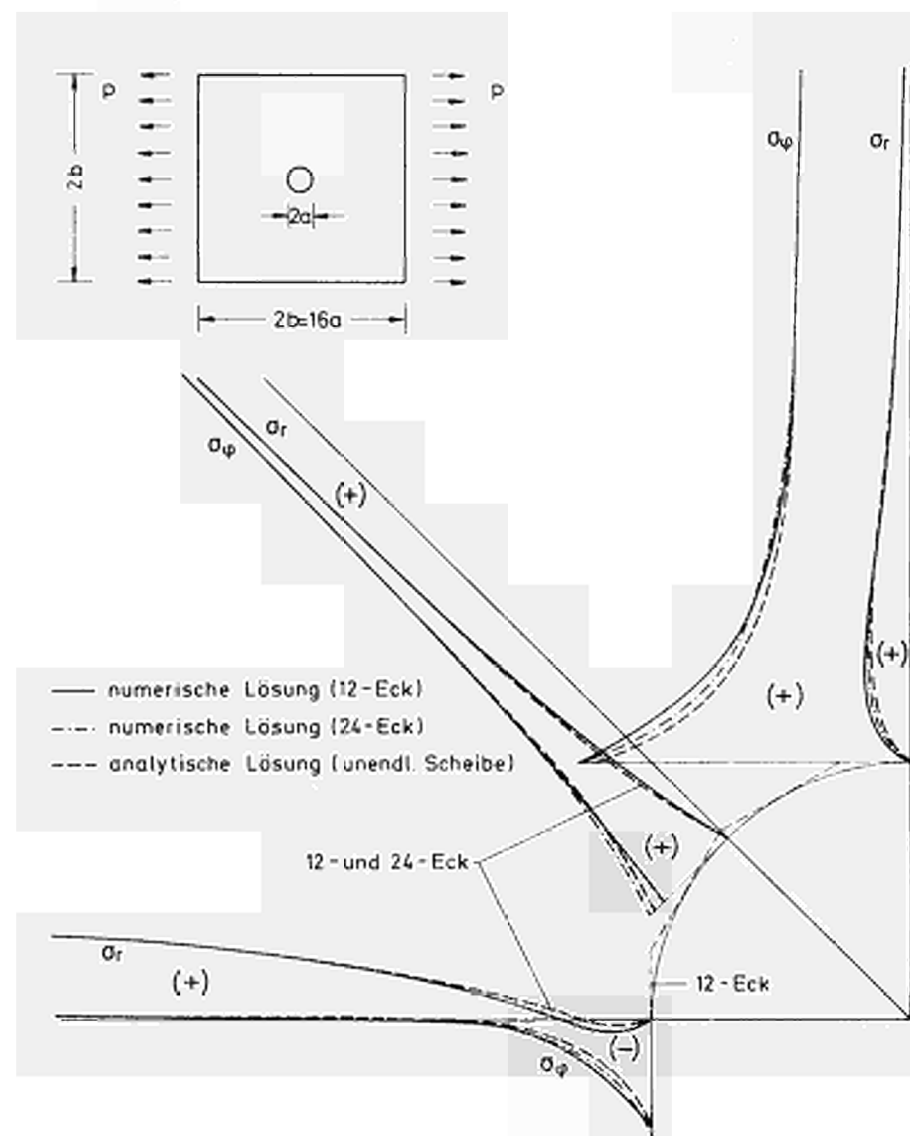


Abb.4 Berechnung einer Scheibe mit kreisförmiger Öffnung  
in kartesischen Koordinaten

Darstellung der Spannungen in Polarkoordinaten

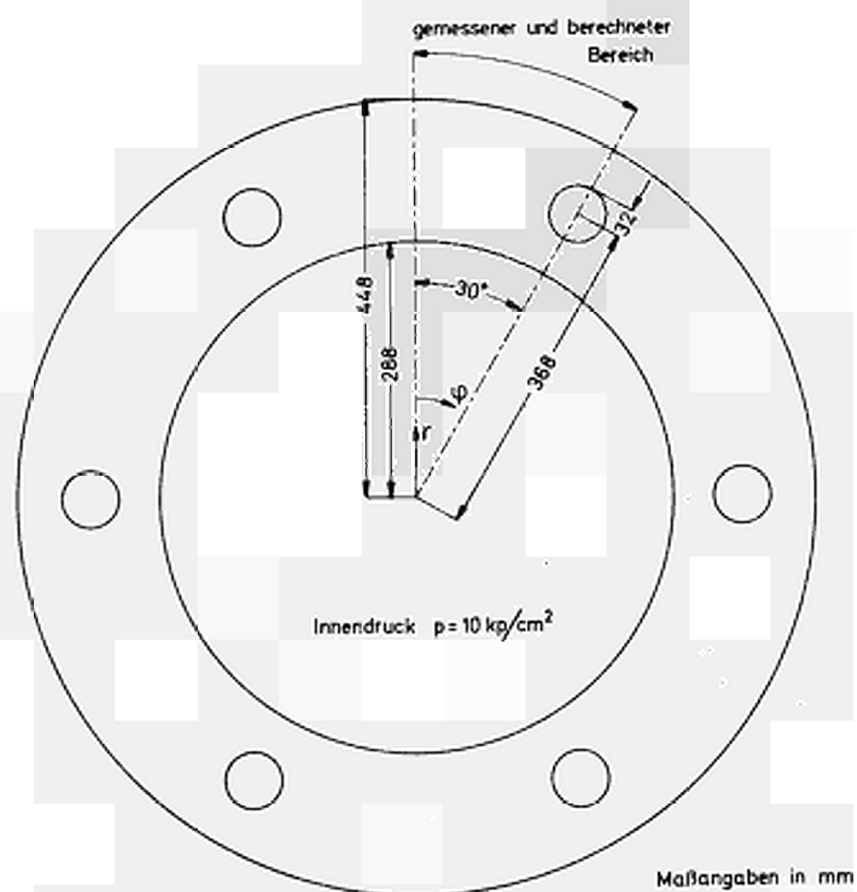


Abb.5  
Kreistringscheibe mit 6 kreisförmigen Öffnungen  
Abmessungen

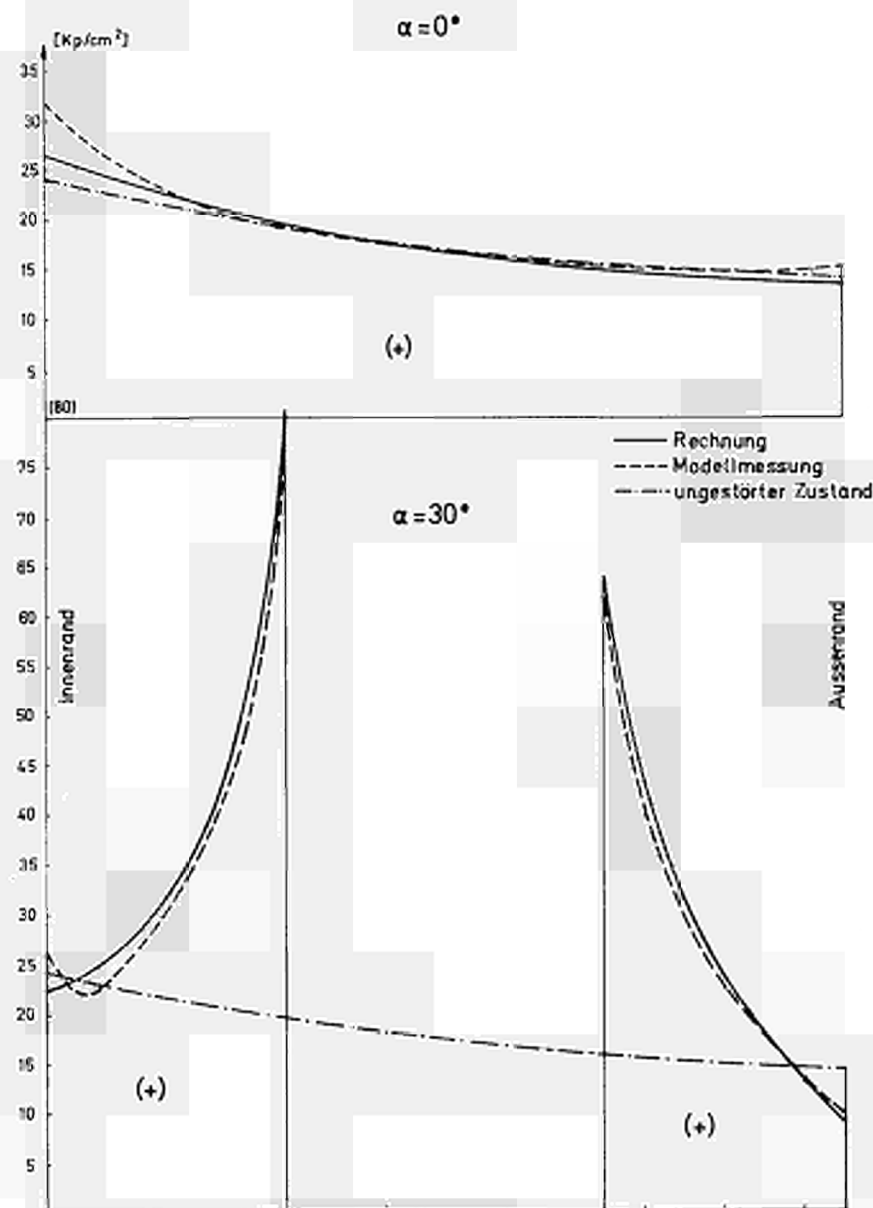


Abb.6 Tangentialspannungen  $\sigma_\phi$   
Kreistringscheibe mit 6 kreisförmigen Öffnungen

Maßstab der Spannungen

0 50 kp/cm<sup>2</sup>

— Rechnung  
- - - Modellmessung

Abb. 7

Lochrandspannungen

Kreisringscheibe mit 6 kreisförmigen Öffnungen

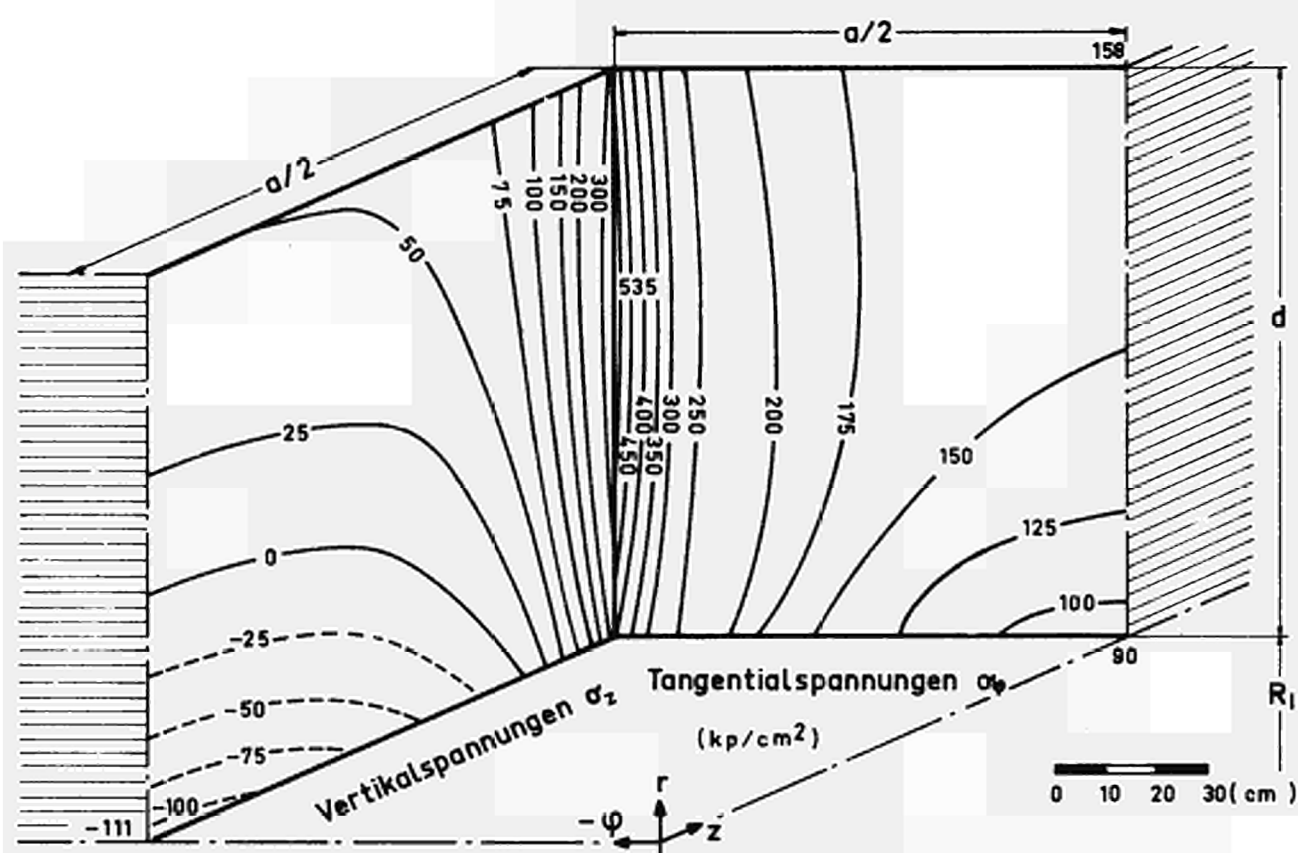
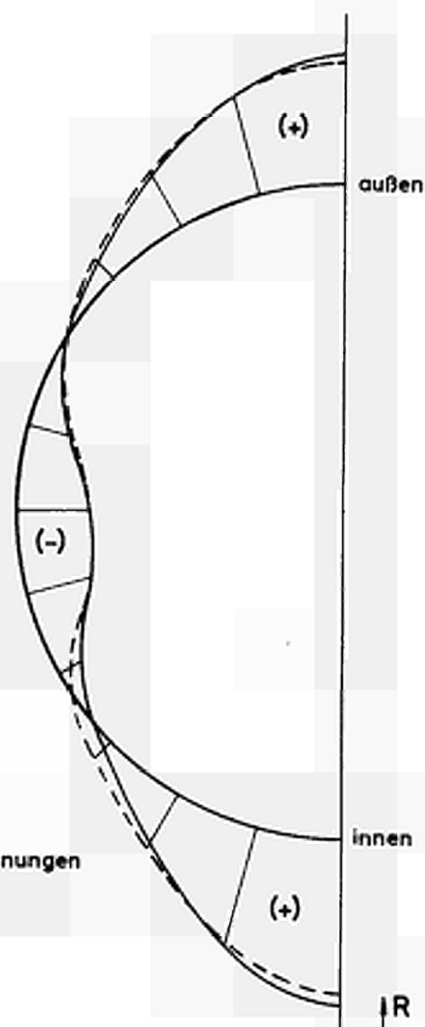


Abb. 8 Hohlzylinder mit quadratischem Ausschnitt (Innendruck und Längszug)  
Spannungen des Ausschnittes

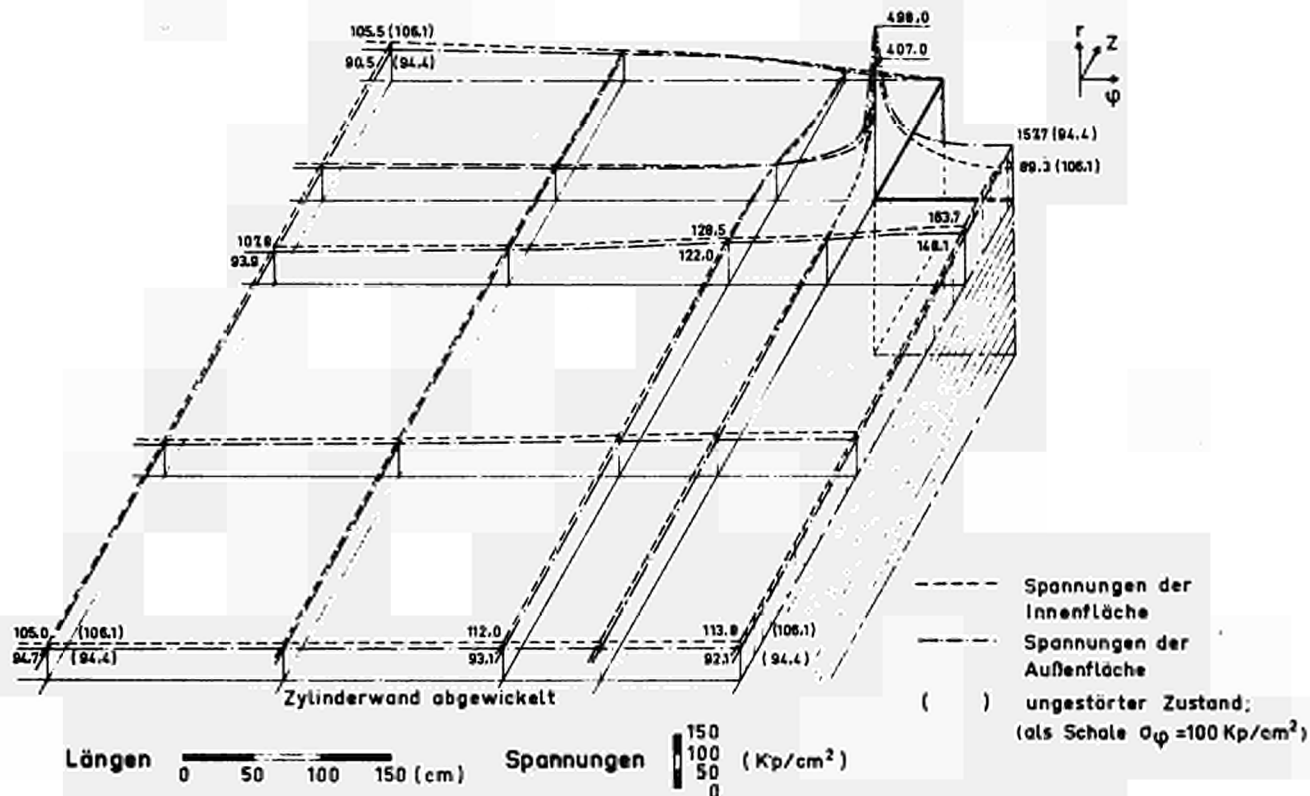


Abb.9 Hohlzylinder mit quadratischem Ausschnitt (Innendruck und Längszug)  
Tangentialspannungen  $\sigma_\varphi$  (Teilbereich dargestellt)

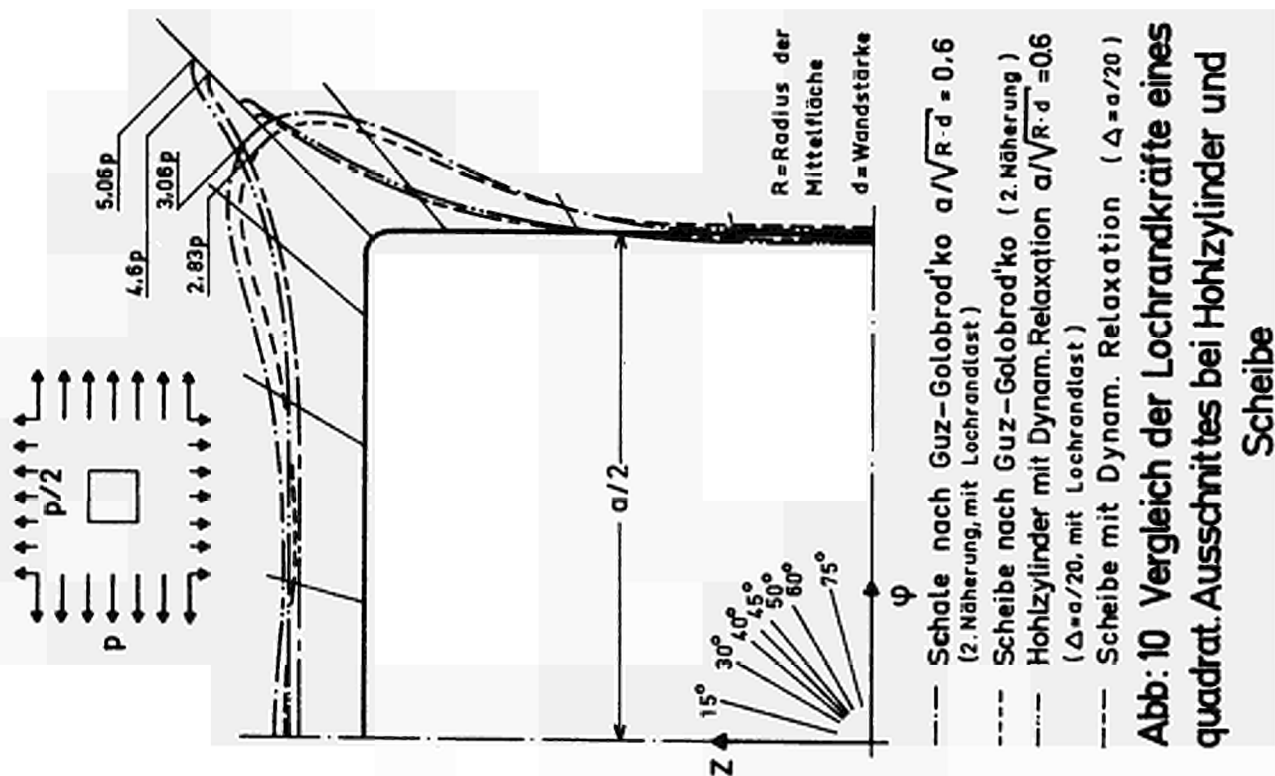


Abb: 10 Vergleich der Lochrandkräfte eines quadrat. Ausschnittes bei Hohlzylinder und Scheibe

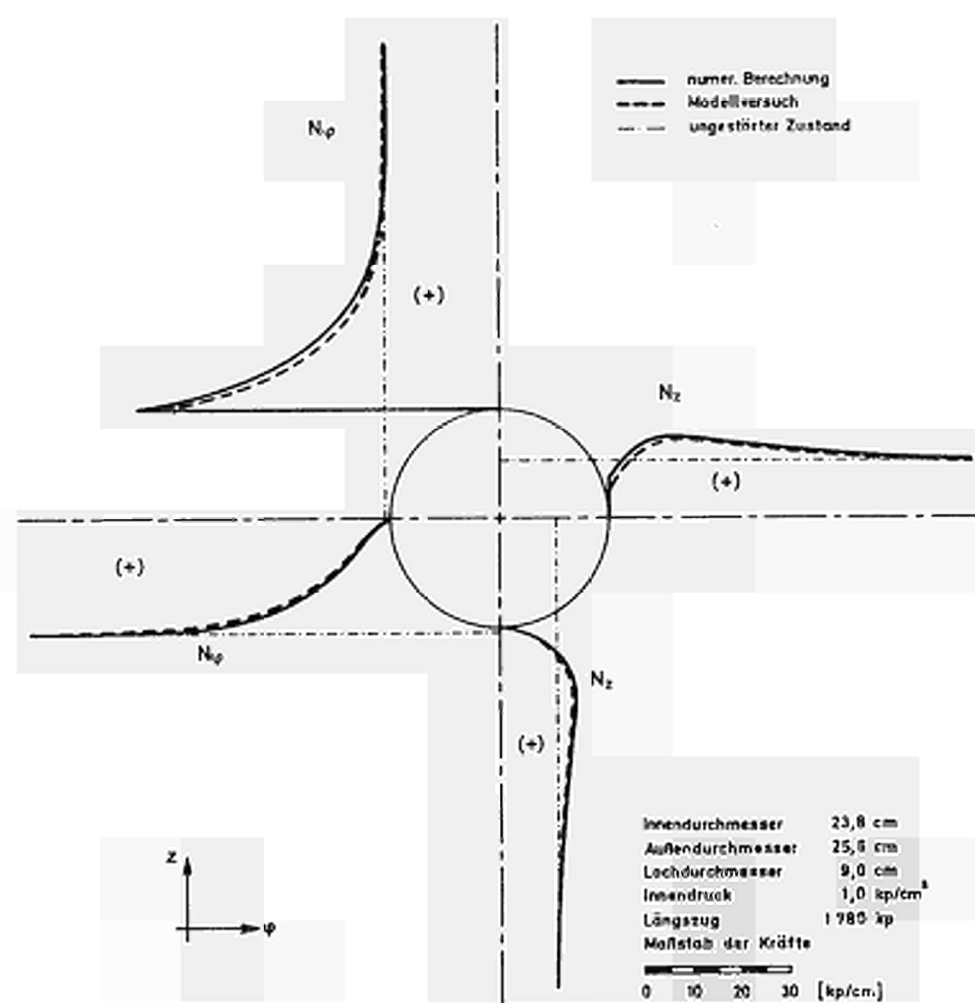


Abb.11 Normalkräfte um einen kreisförmigen Ausschnitt in einem Hohlzylinder unter Innendruck und Längszug

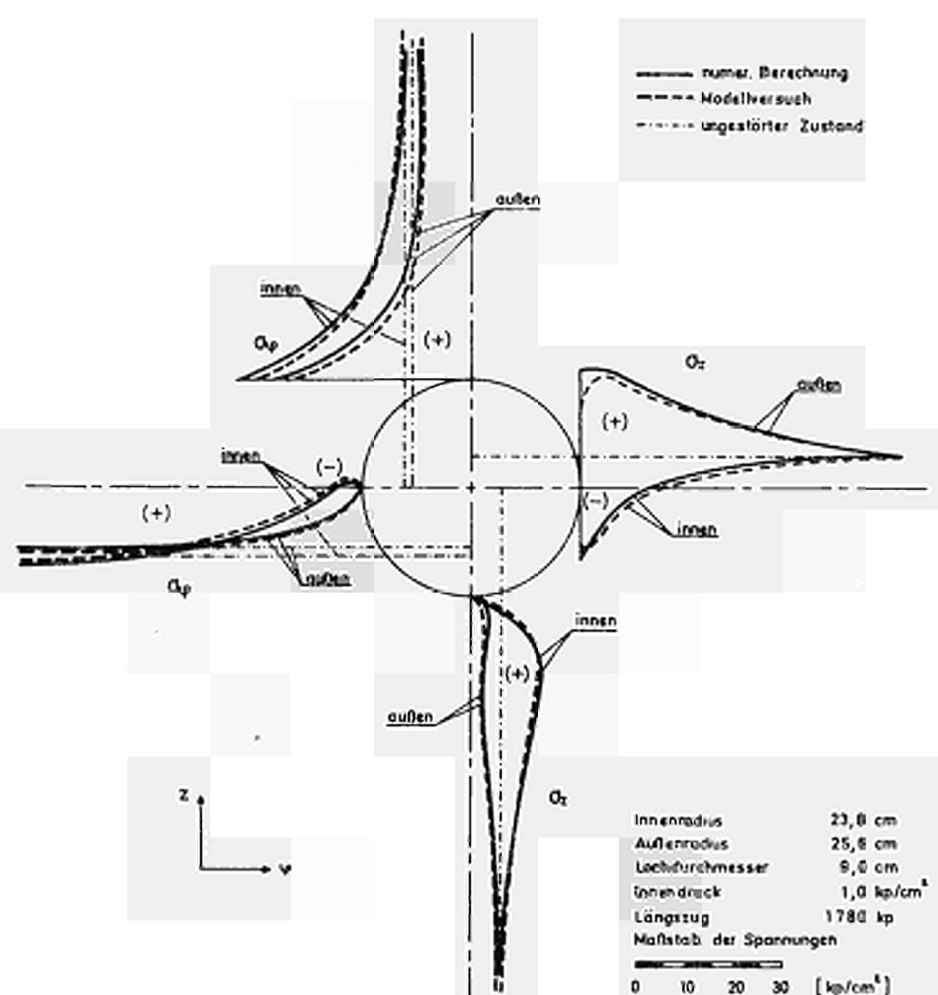


Abb.12 Oberflächenspannungen um einen kreisförmigen Ausschnitt in einem Hohlzylinder unter Innendruck und Längszug

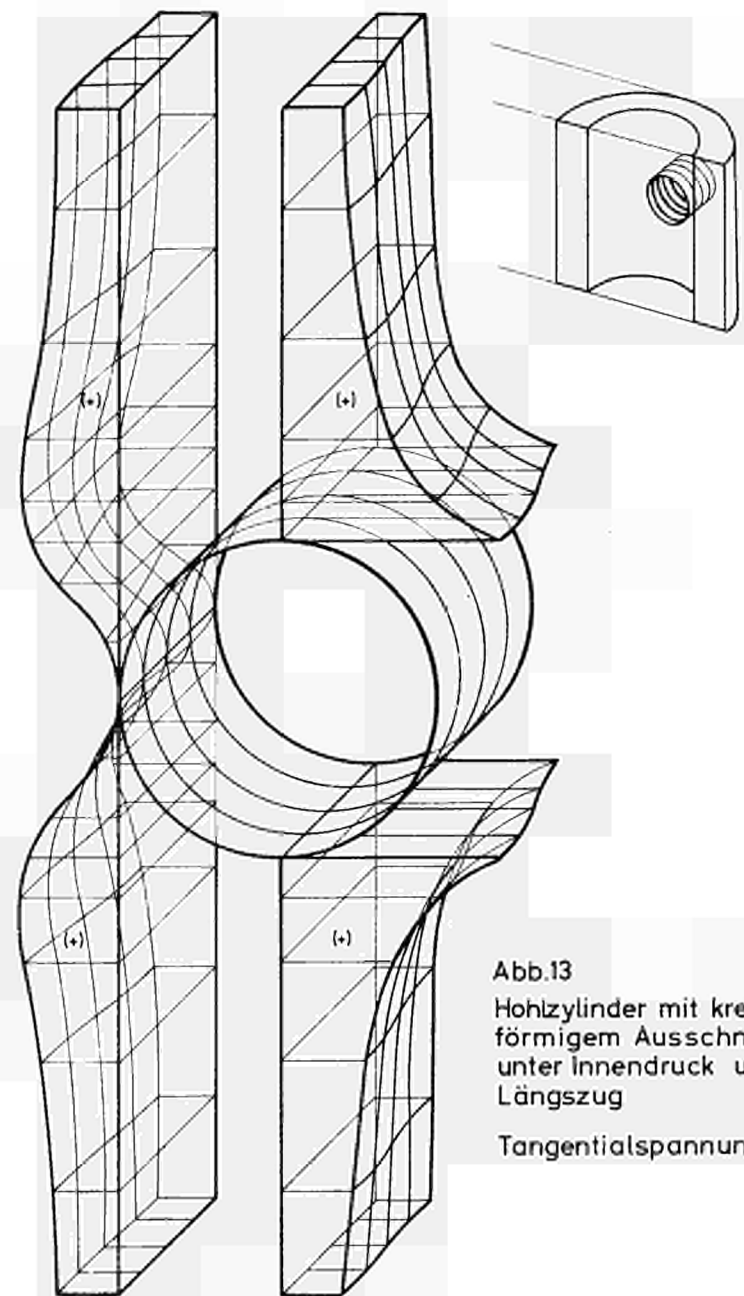


Abb.13  
Hohlzylinder mit kreis-  
förmigem Ausschnitt  
unter Innendruck und  
Längszug  
Tangentialspannungen

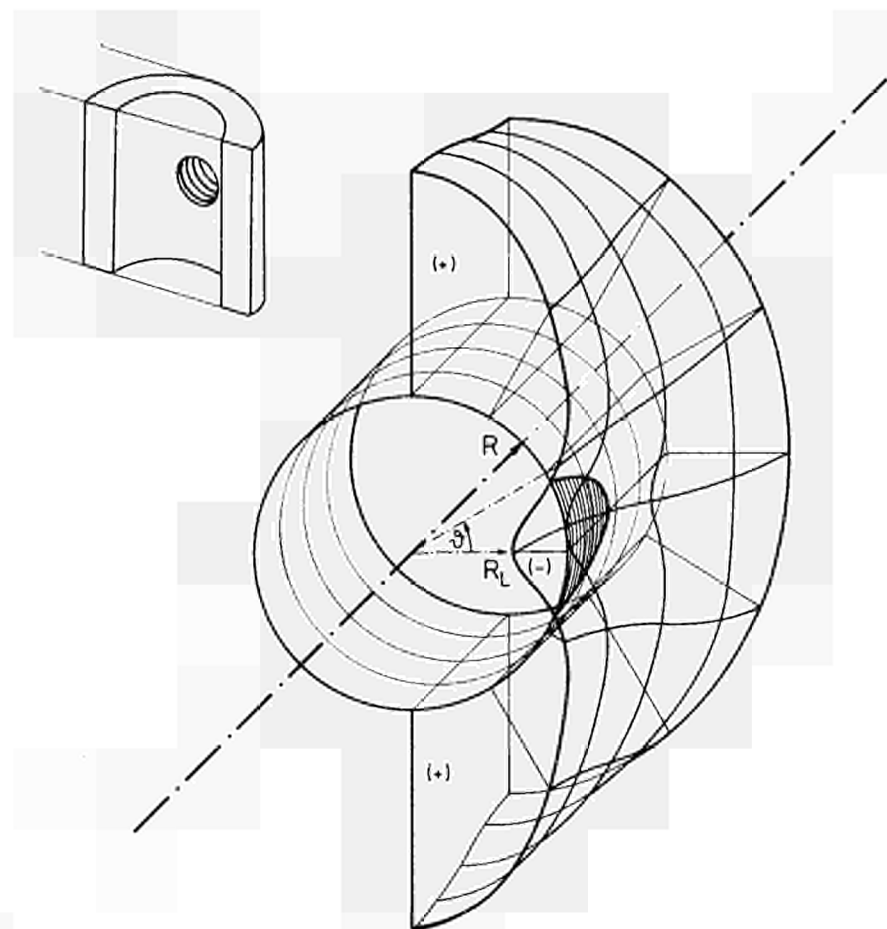


Abb.14 Hohlzylinder mit kreisförmigem Ausschnitt  
unter Innendruck und Längszug  
Lochrandspannungen  $\sigma_\theta$



NUMERISCHE BERECHNUNGS-METHODEN FÜR  
SPANNBETON-REAKTORDRUCKBEHÄLTER

K. BRANDES

Bundesanstalt für Materialprüfung, Berlin

N° 25



## 1. Einleitung

Die Berechnung von Konstruktionen der Bautechnik und des Maschinenbaus mit Hilfe elektronischer Rechenanlagen verlangt die Verwendung von Methoden, die von Grund auf den Eigenarten von Rechenanlagen angepaßt sind.

Die Entwicklung derartiger "computerorientierter" Rechenverfahren muß von der Tatsache ausgehen, daß Rechner speziell in der Lage sind, sowohl

- (i) gleichartige Operationen in sehr großer Zahl sehr schnell auszuführen als auch
- (ii) organisatorische Aufgaben zuverlässig zu erfüllen.

Es hat sich als notwendig erwiesen, kompakte Schreibweisen zu verwenden, die es erlauben, auch sehr umfangreiche Programm-Systeme übersichtlich zu gestalten.

Nicht zuletzt wird gefordert, daß es möglich ist, sehr verschiedenartige geometrische Konstruktionsformen ausreichend genau mit einfachen Mitteln zu beschreiben.

## 2. Finite Übersetzungen

Die soeben genannten Forderungen machen klar, daß die klassische Methode der Mechanik, geschlossene Lösungen für einfach berandete Bereiche anzugeben, nicht anwendbar ist.

Naheliegend ist der Rückgriff auf die seit langer Zeit bekannten Differenzenverfahren. Diese wurden verschiedentlich erfolgreich eingesetzt (44).

Im Laufe der fünfziger Jahre wurden neuartige Methoden formuliert, die den weiteren Forderungen - einfache geometrische Beschreibung, kompakte Schreibweise (Matrizen) - nachkamen (Übertragungsmatrizen (Falk) (23), Matrizenverschiebungsmethode, Matrizen-Kraftmethode (Argyris) (2; 4; 8; 47)).

Prinzipiell stellen alle diese Verfahren eine "Finitisierung" bzw. "Diskretisierung" dar:

Die funktionale Unbestimmtheit des Problems wird durch entsprechende Ansätze auf eine parametrische reduziert. Die unbekannten Parameter folgen (bei linearen Problemen) aus (linearen) Gleichungssystemen.

"Finite Übersetzungen" (Schaefer (17)) können auf zwei Wegen gewonnen werden:

Eine m a t h e m a t i s c h e f i n i t e Ü b e r s e t z u n g ist die Ersetzung von Differentialgleichungen durch (finite) Differenzausdrücke; im einfachsten Fall entstehen Differenzengleichungen.

Großen Einfluß auf die Entwicklung numerischer Verfahren haben m e c h a n i s c h e f i n i t e Ü b e r s e t z u n g e n ausgeübt:

Die Beschreibung eines Kontinuums als Stabwerk gleicher Steifigkeitseigenschaften wird als Stabwerkmethode (framework method) bezeichnet (Mehmel (27)) (Bild 1). Eine spezielle Stabwerkmethode entsteht, wenn einfach gestaltete Systeme aus starren Stäben, die durch nachgiebige Knotenpunkte verbunden sind, aufgebaut werden. Die elastischen Eigenschaften der Konstruktion werden den Knotenpunkten zugeordnet:

"Lumped Parameter Method" (Methode der flexiblen Knoten) (32, 33). Idealisierung eines Kontinuums als ein Aggregat geometrisch gleichartiger finiter Elemente hat die Formulierung von Methoden unter Verwendung kompakter Matrizenschreibweisen zur Folge gehabt, die als Matrizenmethoden (Argyris (47)) bzw. Methode der finiten Elemente (Clough (48)) bekannt geworden sind.

Wie die Entwicklung in den letzten Jahren erkennen läßt, ist diese Methode sehr flexibel und geeignet, bei allen technisch-wissenschaftlichen Fragestellungen Lösungen zu liefern. Mit ihrer Hilfe ist es möglich, zahlreiche Probleme der Technischen Mechanik, die durch Feldgleichungen beschreibbar sind, numerisch zu lösen (Wärmeleitung, Elastizitätstheorie, Potentialströmungen usw.).

Die weitgehende Schematisierbarkeit des Verfahrens hat zur Folge, daß sehr allgemeine Programm-Systeme entwickelt werden können, wie es auf der Grundlage der Matrizen-Verschiebungs-Methode (Matrix-Displacement-Method) geschehen ist. Das Programm-System ASKA (12) ist ein hervorragendes Beispiel für eine Programmiersprache, die den Anforderungen des Ingenieurs gerecht wird.

Die Grundlagen der Methode der finiten Elemente wird an einem sehr einfachen Beispiel veranschaulicht:

Ebenes Problem, dreieckige Elemente (Bild 4).

Innerhalb des einzelnen Elementes wird ein vereinfachter Dehnungsverlauf vorgeschrieben, der durch die Verschiebungen der drei Eckpunkte eindeutig beschreibbar sei, also durch 6 Größen (Bild 4b). Die Steifigkeit des Elementes, die den Widerstand gegen Verformungen beschreibt, ist einfach über das Prinzip der virtuellen Verdrückung (hier speziell: Prinzip von Minimum der Formänderungsarbeit) zu ermitteln, wobei die Spannungen über das Materialgesetz aus den Dehnungen folgen.

Voraussetzungen sind:

Material beliebig anisotrop,

Linearität der Spannungs-Dehnungs-Relation,

Homogenität innerhalb eines Elementes (nicht zwingend!).

Die Steifigkeit des einzelnen Elementes folgt aus einer einfachen Rechen-Prozedur.

Die Steifigkeit der gesamten Konstruktion setzt sich aus den Elementsteifigkeiten zusammen, d.h., die Elementsteifigkeitsmatrizen müssen in der durch die geometrische Aufteilung vorgegebenen Reihenfolge zur Gesamt-Steifigkeitsmatrix zusammengesetzt werden (Bild 5).

Für die im wesentlichen organisatorische Aufgabe des Aufbaus der Gesamt-Steifigkeitsmatrix sind Rechner in hervorragender Weise geeignet. Auch hierbei erlauben Matrizen eine kompakte und übersichtliche Formulierung (Argyris (4), Zurmühl (24)).

Nach Auflösung der Gesamt-Steifigkeitsmatrix sind die Verschiebungen aller Punkte bekannt.

Diese kurze Beschreibung mag ausreichen, um einen Eindruck von der Methode der finiten Elemente zu vermitteln.

Die Grundlagen der Differenzenverfahren sind hinreichend bekannt. Neuere Arbeiten, die alle Differenzenverfahren unter übergeordneten Gesichtspunkten auf der Grundlage der Kollokationsverfahren einordnen und ableiten, stammen von Falk (34) und Klages (35).

Die Differenzenverfahren haben verschiedene Variationen erfahren, von denen für den Bereich der ebenen und dreidimensionalen Elastizitätstheorie die dynamische Relaxation besondere Bedeutung erlangt hat. Spannbeton-Reaktordruckbehälter in England wurden mit diesem Verfahren berechnet (1) als rotationssymmetrische Systeme. Auch dreidimensionale Probleme sind behandelt worden (38; 39) (1; S. 587).

Beide Verfahren - Methode der finiten Elemente und Differenzenverfahren (Dynam. Relaxation) - lassen es zu, plastisches Materialverhalten und Kriechen durch schrittweise Berechnung zu erfassen (Argyris (4), Cederberg und David (40)).

Hinsichtlich der Möglichkeiten der "Lumped Parameter Method" sei auf die Literatur verwiesen (32, 33).

### 3. Grundlagen

Grundlage aller Verfahren ist die mechanische Formulierung der Probleme entweder in der Form von **D i f f e r e n t i a l g l e i - c h u n g e n** oder der zugehörigen **V a r i a t i o n s - p r o b l e m e**.

Eine Übersicht, die keineswegs vollständig ist, gibt die folgende Tabelle.

Differentialgleichungen	Variationsprobleme
Finite Differenzen <sup>+) )</sup>	Ritzsches Verfahren
Kollokation <sup>++++) )</sup>	Finite Elemente <sup>+++)</sup>
Fehlerquadratmethode	Stabwerkmodelle
Diskrete Fehlerquadrat- <sup>++)</sup> Methode	Lumped Parameter Method
Übertragungsmatrizen	Kantorowitsch-Verfahren
	Treffitzsches Verfahren

<sup>+) )</sup> Zu den Differenzenverfahren gehören alle daraus abgeleiteten Verfahren (Mehrstellen-Verfahren, Dynamische Relaxation, Monte-Carlo-Methode (41)).

<sup>++)</sup> Die Diskrete Fehlerquadratmethode vereinigt die Einfachheit der Kollokationsformulierungen mit der Genauigkeit der Fehlerquadratmethode (43).

<sup>+++)</sup> Es besteht die Möglichkeit, die Steifigkeitsmatrizen auch aus den Differentialgleichungen mittels Fehlerquadratmethoden zu gewinnen.

<sup>++++)</sup> Randwert- und Gebietskollokation.

Eine Einordnung der Verfahren ist insofern notwendig, als über Konvergenz-Verhalten und Stabilität numerischer Rechnung von diesem Gesichtspunkt aus allgemein Aussagen möglich erscheinen.

So wird die Methode der finiten Elemente, die auf der Basis von Variationsproblemen entstand i.a. bessere Konvergenz-Eigenschaften haben, als eine Methode, die von den Differentialgleichungen ausgeht.

#### 4. Gegenüberstellung zweier gebräuchlicher Verfahren zur Berechnung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern

Zur Berechnung von Spannbeton-Druckbehältern von Leistungsreaktoren sind bisher Differenzenverfahren (44), die Methode der Dynamischen Relaxation (36 - 40) und die Methode der Finiten Elemente (z.B. (10), (11) und (13)) eingesetzt worden.

Die Dynamische Relaxation ist dem gewöhnlichen Differenzenverfahren für ebene und rotationssymmetrische Probleme überlegen (37; 39).

Der Vergleich sei auf die Methode der Dynamischen Relaxation mit der Methode der finiten Elemente beschränkt.

Eine eindeutige Aussage, daß ein Verfahren in allen Fällen das eindeutig bessere ist, ist bei Beachtung des Zieles - mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand ausreichend genaue Aussagen zu erhalten - nicht möglich.

Der Vergleich soll auf einige als wesentlich erkannte Punkte beschränkt sein.

Im einzelnen werden verglichen:

1. Einfachheit und Genauigkeit der geometrischen und werkstofflichen Beschreibung
2. Genauigkeit der Ergebnisse
3. Anforderungen an den Rechner bezüglich Kernspeicher (ev. weiterer Speicher mit sehr kurzen Zugriffszeiten) und Rechenzeiten.

#### Methode der finiten Elemente ("Finite Element Method")

##### Geometrische Beschreibung

Das Kontinuum wird durch ein Aggregat von gleichartigen Bauteilen (Elementen) idealisiert. Die Form dieser Elemente ist beliebig. Häufig werden dreieckige Elemente für zweidimensionale Probleme und tetraederförmige für dreidimensionale Probleme gewählt. (Die Begrenzung der Elemente muß nicht notwendigerweise geradlinig bzw. eben sein.)

Mit Hilfe solcher Bausteine ist es möglich, praktisch jede Geometrie sehr genau zu beschreiben.

Besondere Erwähnung verdient die Tatsache, daß sprunghafte Änderungen des Materialverhaltens sehr gut beschreibbar sind. Die u.U. sehr starke Auskleidung von Durchbrüchen kann so erfaßt werden. Die Kräfte zwischen Auskleidung und Beton sind sehr genau angebbbar, was für die Befestigungselemente (Dübel) wichtig ist. Einige Beispiele zeigen die Bilder 2, 3, 6 und 7).

### Werkstoffliche Beschreibung

Anisotropien des Werkstoffes in beliebiger Richtung können ohne zusätzlichen Aufwand berücksichtigt werden. Um den Rechenaufwand in Grenzen zu halten, sei Homogenität des Werkstoffes in jedem einzelnen Element vorausgesetzt. Plastizität, Kriechen und Rißausbreitung wird durch schrittweise Berechnung erfaßbar (Argyris (4), Zienkiewicz (13), Rashid (10)).

### Genauigkeit der Ergebnisse

Der Fehler in den Ergebnissen wird bei vernünftiger Wahl der Elementenanzahl und Elementgröße im Bereich weniger Prozente liegen. Bei gröberer Unterteilung der Konstruktion in Elemente wird die Rechenzeit erheblich verkürzt, während die Genauigkeit der Ergebnisse abnimmt.

### Anforderungen an den Rechner

Wesentliches Merkmal der Methode der finiten Elemente ist der Aufbau sehr großer Bandmatrizen mit  $10^3 - 10^4$  Unbekannten ( $10^5$  u.U. bei dreidimensionalen Problemen).

Aufbau und Auflösung dieser Gleichungssysteme erfordern einen Kernspeicher von mindestens 32 K (ebene Probleme) bzw. 128 K (bei Wortlängen von mindestens 48 Bits auch 64 K) (dreidimensionale Probleme). Weitere Speicher mit kurzer Zugriffszeit sind notwendig.

Bei Additionszeiten des Rechners von etwa 1 Mikrosekunde entstehen bei umfangreichen Problemen Rechenzeiten von mehreren Stunden.

### Dynamische Relaxation

#### Geometrische Beschreibung

Das Kontinuum wird mit einem orthogonalen Raster überzogen, in dessen Knotenpunkt die als Differenzengleichung angenäherten Differentialgleichungen zu erfüllen sind. Die Ränder müssen diesem Raster angepaßt werden, was z.B. bei kreisförmigen Öffnungen offensichtlich Schwierigkeiten macht. Dieser Mangel wird bei sehr feiner Teilung zwar weitgehend behoben. Andererseits muß eine derartige feine Teilung in Bereiche fortgesetzt werden, in denen auch eine sehr grobe Teilung ausreichte.

### Werkstoffliche Beschreibung

Anisotropien des Werkstoffes sind beschreibbar, wenn die Hauptachsen der Anisotropie mit den Richtungen des Rasters übereinstimmen. Inhomogenitäten dürfen auftreten. Prinzipiell ist es möglich, plastisches Verhalten zu berücksichtigen, ebenso Risse. Die Schwierigkeiten bei der Formulierung sind ungleich größer als bei der Methode der finiten Elemente.

Kriecheinflüsse wurden bereits mit der Methode der Dynamischen Relaxation durch schrittweise Näherung ermittelt.(40)

### Genauigkeit der Ergebnisse

Hier gilt das gleiche wie bei der Methode der Finiten Elemente.

### Anforderungen an den Rechner

Der Aufbau großer Bandmatrizen entfällt (39). Es müssen aber die Differenzenausdrücke für alle Punkte berechnet und gespeichert werden. So ist es möglich, mit Rechnern kleineren Kernspeicherumfanges (32 K) auszukommen. Die Rechenzeiten dürften bei gleicher Genauigkeit der Ergebnisse nicht kürzer sein als bei der Methode der finiten Elemente.

### Zusammenfassung

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die Methoden der finiten Elemente der Methode der Dynamischen Relaxation in der Allgemeinheit der Formulierung überlegen sind. Das schließt nicht aus, daß bei manchen Problemen (zwei- und dreidimensionale Berechnung von Diskontinuitäten, Berechnung rotationssymmetrischer Behälter) die Dynamische Relaxation ein Feld besitzt, in dem sie mit der Methode der finiten Elemente den Vergleich aushält.

Die Frage, auf welcher Grundlage größere Programm-Systeme aufgebaut werden sollten, wird mit Sicherheit zugunsten der Methode der finiten Elemente entschieden werden.

## 5. Wege zu einer Verbesserung der Verfahren

Hier sollen zwei Möglichkeiten einer Verbesserung kurz skizziert werden.



### Auflösung der Gleichungssysteme

Bei der Auflösung der Gleichungssysteme werden i.a. sämtliche Unbekannten (z.B. Knotenpunktverschiebungen) ermittelt. Es ist aber auch möglich, lediglich bestimmte Zeilen der Inversen zu bilden, so daß nur Verschiebungen in Bereichen ermittelt werden, in denen maximale Beanspruchungen zu erwarten sind. Grundlage für diese Methode ist eine Monte-Carlo-Technik (42).

### Berücksichtigung von Kriecheinflüssen

Kriechen wird bisher durch schrittweise Berechnung berücksichtigt. Dabei werden mehrere Rechenläufe erforderlich. Vor kurzer Zeit ist erstmals für Verbundträger mit Erfolg versucht worden, die Lösungen der einzelnen Elemente über einen Laplace-Transformation zu finden (16). Eine Verallgemeinerung dieses Verfahrens würde zu erheblich verkürzten Rechenzeiten bei Kriech-Untersuchungen führen.

Obwohl leistungsfähige computerorientierte Verfahren verfügbar sind, sollte doch ständig versucht werden, auf neuen Wegen Lösungen zu finden; einige Ansätze finden sich z.B. bei Wlassow (25) und Twelmaier (26)

## 6. Zusammenfassung

An Hand zweier computerorientierter Verfahren wurde das Vorgehen bei der neuzeitlichen Berechnung von Reaktor-Druckbehältern skizziert.

Eine Einordnung in ein größeres System der Grundlagen derartiger Verfahren ist versucht worden. Ausgehend von solchen Grundlagen erscheint es möglich, weitere Wege zur Lösung technischer Probleme zu entwickeln.

Zwei naheliegende Verbesserungsmöglichkeiten, die zur Zeit in der BAM verfolgt werden, wurden dargelegt.

### Literatur

- (1) Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels,  
13 - 17 March, 1967, Institute Civil Engineers, London, 1968
- (2) Argyris, J.H.: Continua and Discontinua  
Proceedings of the Conference on Matrix Methods in Structural  
Mechanics, Wright-Patterson, Ohio, 26 - 28 Oct. 1965,  
AD 646 300 (AF FDL-TR-66-80)
- (3) Zienkiewicz, O.C., M. Watson and Y.K. Cheung: Stress Analysis  
by the Finite Element Method - Thermal Effects (1), S. 357-426
- (4) Argyris, J.H. und J.B. Spooner: Die Anwendung der Matrizenver-  
schiebungsmethode zur Berechnung von Spannungskonzentrationen.  
Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 53/I
- (5) Rashid, Y.R.: Analysis of Axisymmetric Composite Structures by  
the Finite Element Method. Nuclear Eng. and Design 3 (1966),  
S. 163-182
- (6) Argyris, J.H., J.B. Spooner und J. Weber: Berechnung räumlicher  
Spannungsverteilungen in Staudämmen nach der Matrizenverschie-  
bungsmethode. Ing.-Arch. 36 (1968), S. 320-334
- (7) Argyris, J.H., D.W. Scharpf, J.B. Spooner: Die elastoplastische  
Berechnung von allgemeinen Tragwerken und Kontinua,  
Ing.-Arch. 37 (1969)
- (8) Argyris, J.H.: Elastoplastic Matrix Displacement Analysis of  
Three-Dimensional Continua, Journ. Roy. Aeron. Soc. Vol. 69,  
No. 657 (Sept. 1965), S. 633-636
- (9) Argyris, J.H. and P.C. Patton: A Look into the Future. How  
Computers will influence Engineering. Journal Roy. Aeronatic  
Soc. 71 (1967), No. 676
- (10) Rashid, Y.R.: Ultimate Strength Analysis of Prestressed Concrete  
Pressure Vessels. Nuclear Engineering and Design 7 (1968),  
S. 334-344
- (11) Rashid, Y.R. and W. Rockenhauser: Pressure Vessel Analysis by  
Finite Element Techniques, (1), S. 375-383
- (12) Argyris, J.H., K.E. Buck, G.v. Fuchs, H.M. Hilber, E. Schrem,  
M. Sörensen: Automatic System for Kinematic Analysis - ASKA,  
ISD Report No. 57, Nov. 1968

- (13) Zienkiewicz, O.C. and Y.K. Cheung: The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics, McGraw-Hill 1967
- (14) Greenbaum, G.A. and M.F. Rubinstein: Creep Analysis of Axisymmetric Bodies using Finite Elements. Nuclear Engineering and Design 7 (1968), S. 379-397
- (15) De Arriaga, F.J. and Y.R. Rashid: SAFE-CREEP. A Computer Program for the Viscoelastic Analysis of Plane Concrete Structures. A Users Manual-1967. GA-8111
- (16) Hering, K.: Die Berechnung von Verbundtragwerken mit Steifigkeitsmatrizen. Stahlbau 38 (1969), S. 225-234
- (17) Schaefer, H.: Eine einfache Konstruktion von Koordinatenfunktionen für die numerische Lösung von zweidimensionalen Randwertproblemen nach Rayleigh-Ritz. Ing.-Arch. 35 (1966)
- (18) Falk, S.: Das Verfahren von Rayleigh-Ritz mit hermiteschen Interpolationspolynomen. ZAMM 43 (1963)
- (19) Proceeding of Conference on The Effective Use of Computers in the Nuclear Industry, April 1969, Knoxville, Tennessee, Conf-690401
- (20) Schaefer, H.: Diskontinuierliche Rechenmethoden bei Randwertproblemen. Monatshefte für Mathematik 66 (1962), S. 252-264
- (21) Cinelli, G., J. Gvildys, S.H. Fistedis: Inelastic Response of Primary Reactor Containment to High-Energy Excursion. Nuclear Engineering and Design Vol. 11 (1969)
- (22) Chang, Y.W., J. Gvildys, S.H. Fistedis: Hydrodynamic Response of Primary Reactor Containment to High-Energy Excursion. Nuclear Engineering and Design Vol. 11 (1969)
- (23) Falk, S.: Die Berechnung des beliebig gestützten Durchlaufträgers nach dem Reduktionsverfahren. Ing.-Arch. 24 (1956), S. 216
- (24) Zurmühl, R.: Matrizenverfahren zur Berechnung von Biegeschwingungen nach der Deformationsmethode, Ing.-Arch. 32 (1963), S. 201
- (25) Wlassow, W.S.: Die Methode der Anfangsfunktionen bei den Aufgaben der Elastizitätstheorie, Izvest. Akad. Nauk SSSR, OTM, Nr. 7 (1955), S. 49-69
- (26) Twelmaier, H.: Theoretisch-experimentelle Berechnung dickwandiger kreiszylindrischer Behälter unter drehsymmetrischer Oberflächenbelastung. Dissertation T.H. Hannover, 1967

- (27) Rehmel, A.: Über einige Grundlagen des modernen Massivbaues. Bauingenieur 42 (1967), S. 77-83
- (28) Haas, F.O.: Beitrag zur Stabwerkmethod für ebene Kontinua und deren Anwendung. Dissertation T.H. Darmstadt, 1966
- (29) Spierig, S.: Beitrag zur Lösung von Scheiben-, Platten- und Schalenproblemen mit Hilfe von Gitterrost-Modellen. Abhandlung. Braunschweiger Wissenschaftliche Gesellschaft 1963, S. 133-165
- (30) STRESS. A User's Manual, by S.J. Fenves et al. - The MIT-Press. Cambridge/Mass. 1964
- (31) Withum, D.: Eine problemorientierte Sprache zur elektronischen Berechnung räumlicher Stabwerke (PASTA). Mitt. Inst. f. Statik der T.H. Hannover, Nr. 11, 1966
- (32) Mohraz, B. and W.C. Schnobrich: Crack Development in a Prestressed Concrete Reactor Vessel as Determined by a Lumped Parameter Method. Nuclear Engineering and Design Vol. 11 (1969)
- (33) Mohraz, B. and W.C. Schnobrich: A Lumped Parameter Element for the Analysis of Axisymmetric Solids of Revolution. Nuclear Engineering and Design Vol. 11, 1969
- (34) Falk, S.: Eine Variante zum Differenzenverfahren. ZAMM 45 (1965), S. T 32
- (35) Klages, H.: Ein Verfahren zur Lösung der Plattengleichungen durch Koßlokation. Diss. T.H. Braunschweig 1968
- (36) Otter, J.R.H.: Computations for Prestressed Concrete Reactor Pressure Vessels using Dynamic Relaxation. Nuclear Structural Engineering 1 (1965), S. 61-75
- (37) Otter, J.R.H.: Dynamic Relaxation compared with other Iterative Finite Difference Methods. Nuclear Engineering and Design 3 (1966), S. 183-185
- (38) Holland, J.A.: Dynamic Relaxation applied to local effects. S. 587-595
- (39) Schnellenbach, G.: Beitrag zur numerischen Berechnung des räumlichen Spannungszustandes in Hohlzylindern mit Ausschnitten. Diss. Ruhr-Universität Bochum 1963
- (40) Cederberg, H. and M. David: Computation of creep Effects in Prestressed Concrete Pressure Vessels using Dynamic Relaxation. Nuclear Engineering and Design Vol. 9 (1969)

- (41) Ammann, H.: Eine Monte-Carlo-Methode mit Informationsspeicherung zur Lösung von elliptischen Randwertproblemen. Zeitschrift Wahrscheinlichkeitstheorie verw. Geb. 3 (1967), S. 117-130
- (42) Communications of the ACM, Vol. 6 (1964), S. 164
- (43) Brandes, K.: Die Lagerung des kreiszylindrischen Rohres auf einer kreisförmigen starren Schneide. Lösung eines gemischten Randwertproblems mit Hilfe einer speziellen Kollokationsmethode. Diss. T.U. Berlin 1968
- (44) Keller, A.Z. and A.R. Crurp: Mathematical and Computer Techniques used in the Oldbury Vessels S. 301-305
- (45) Prestressed Concrete Reactor Vessel Model 1 Oct. 1966, GA-7097
- (46) Prestressed Concrete Reactor Vessel Model 2 Nov. 1966, GA-7150
- (47) Argyris, J.H.: Recent Advances in Matrix Methods of Structural Analysis. Pergamon Press 1964
- (48) Clough, R.W.: The Finite Element Method in Structural Mechanics in "Stress Analysis", ed. by O.C. Zienkiewicz and G.C. Holister, Wiley 1965
- (49) Argyris, J.H.: Energy Theorems and Structural Analysis, Aircraft Engineering, Vol. 26 (1954) and Vol. 27 (1955).

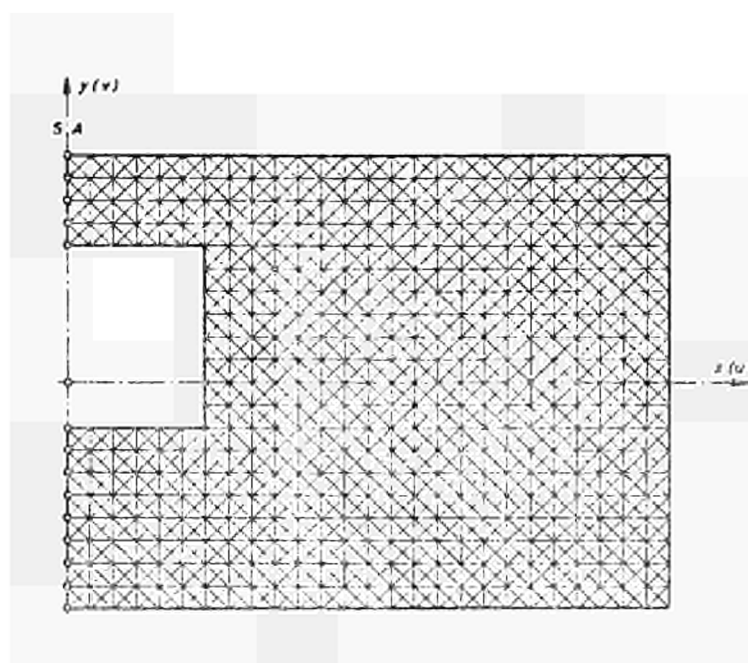


Bild 1

Idealisierung einer Scheibe als Stabwerk (28)

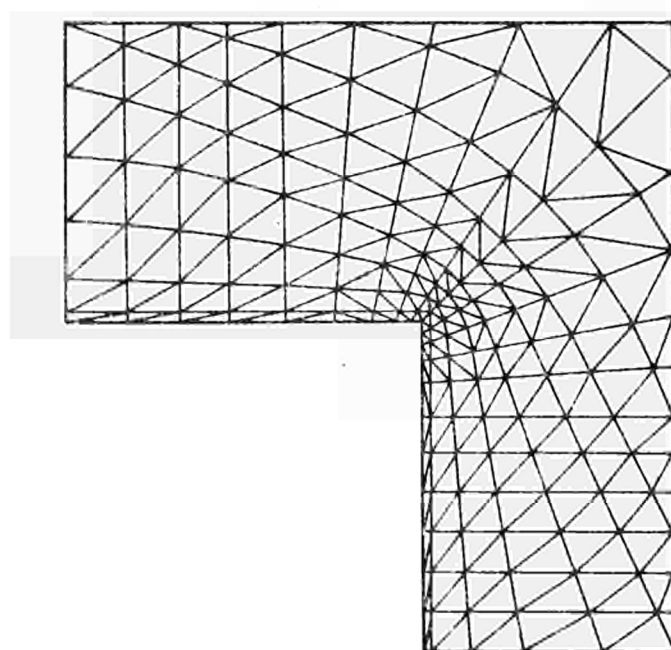


Bild 2

Netz der finiten Elemente für einen rotationssymmetrischen Behälter

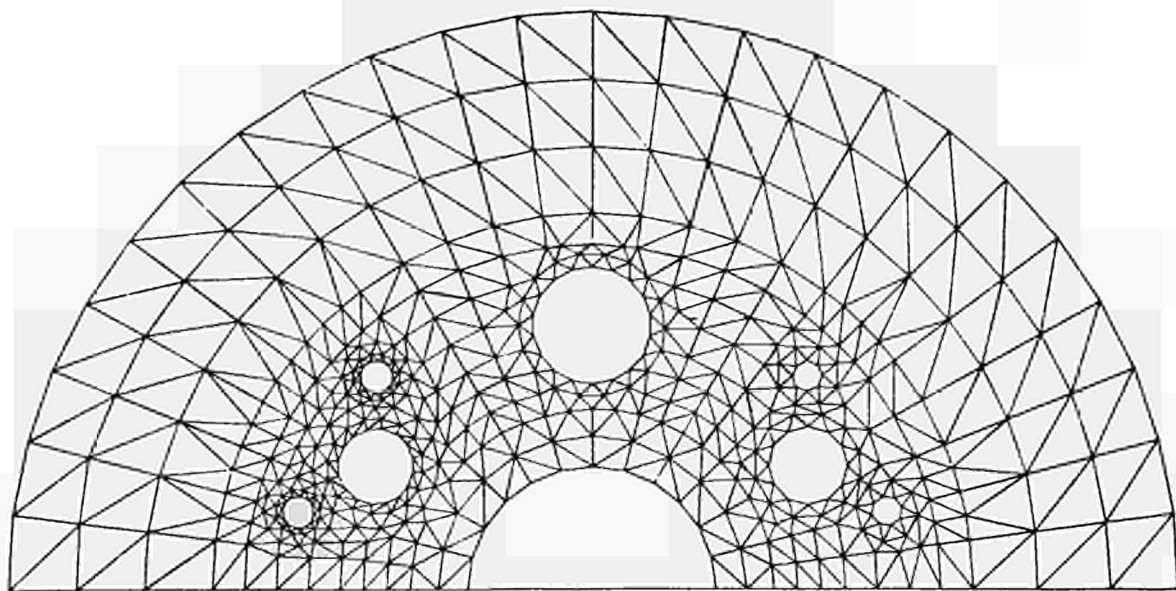


Bild 3

Netz der finiten Elemente in einem Deckel eines Behälters (46)

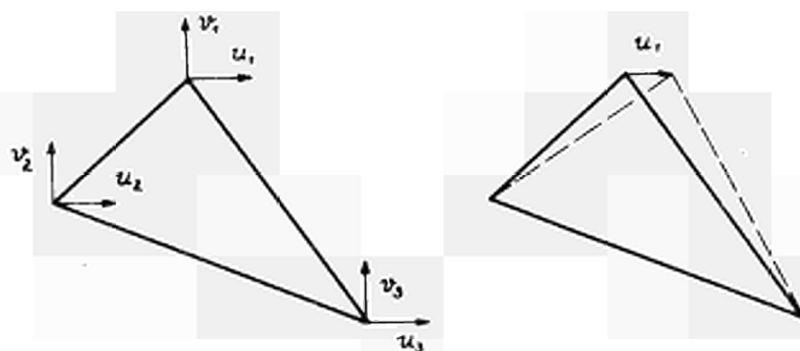


Bild 4

Einfachstes Dreieckselement für ein ebenes Problem.

Die rechte Zeichnung zeigt den Zustand einer eingeprägten Verschiebung

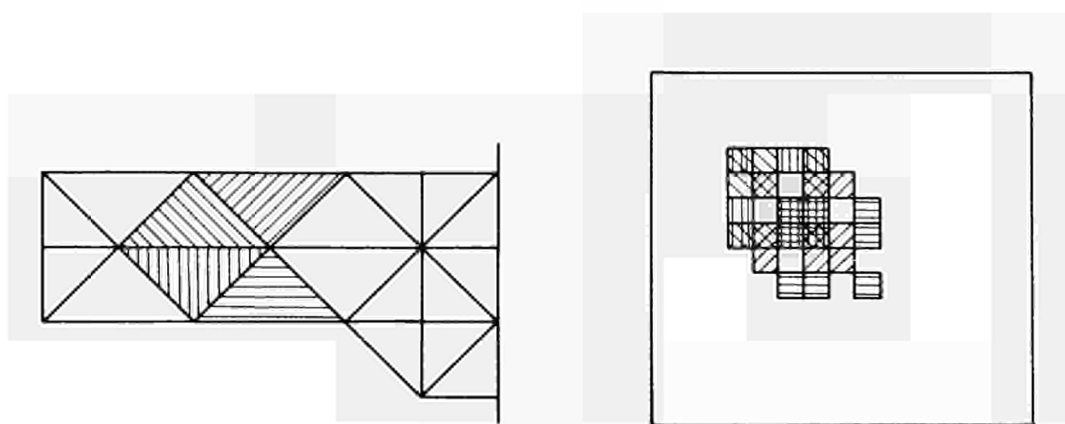


Bild 5

Zusammensetzung der Steifigkeitsmatrix eines Systems aus Elementsteifigkeitsmatrizen

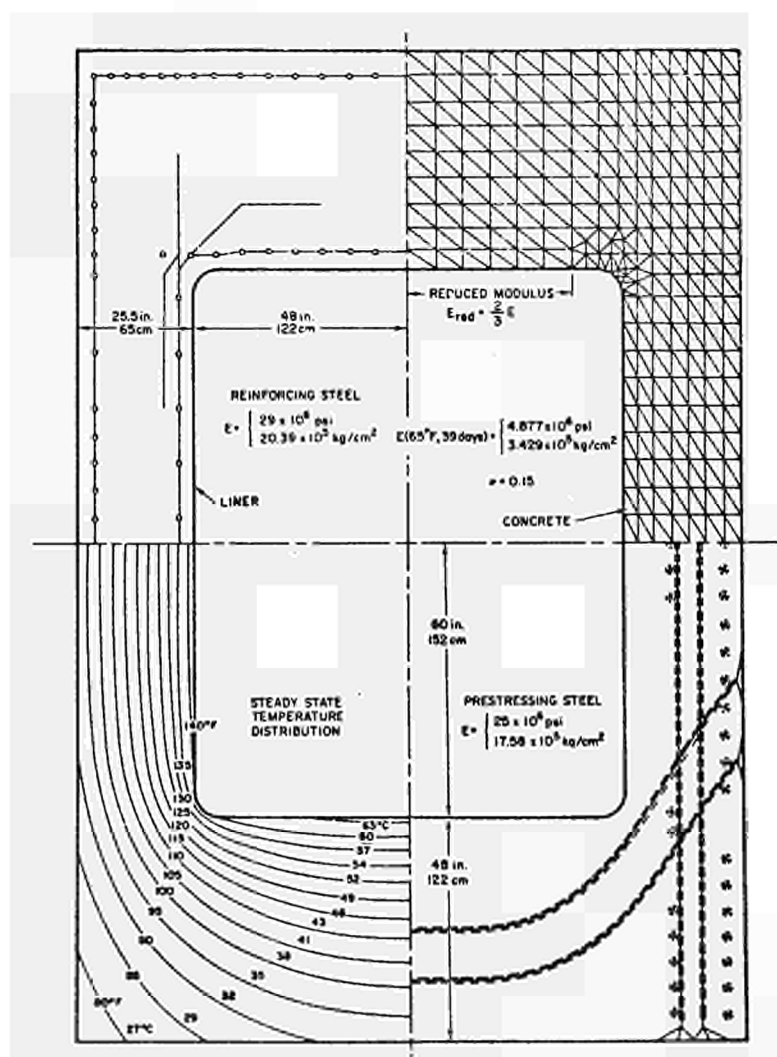


Bild 6

Spannbeton-Reaktordruckbehälter.

Berechnung nach der Methode der finiten Elemente (10)



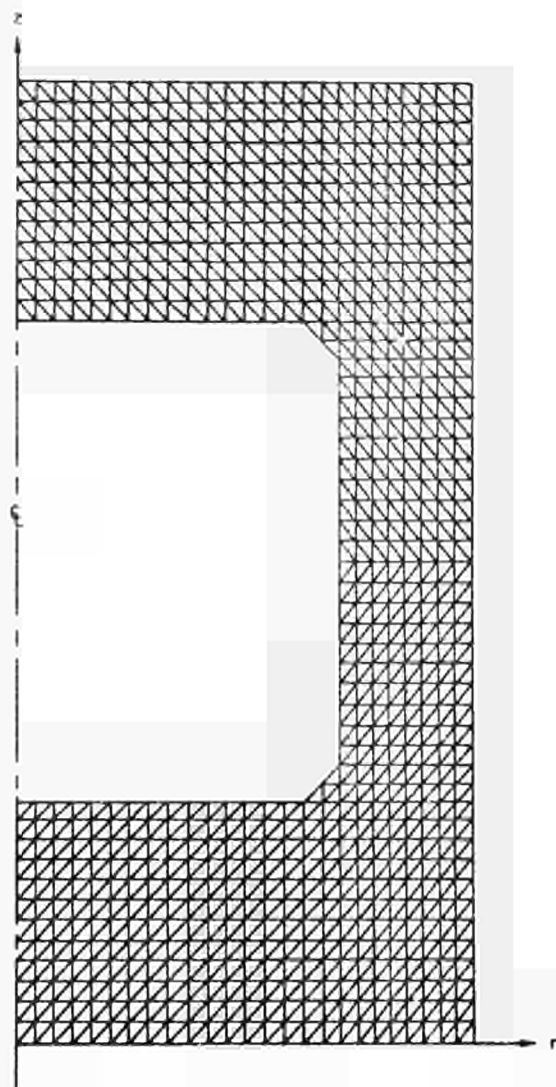
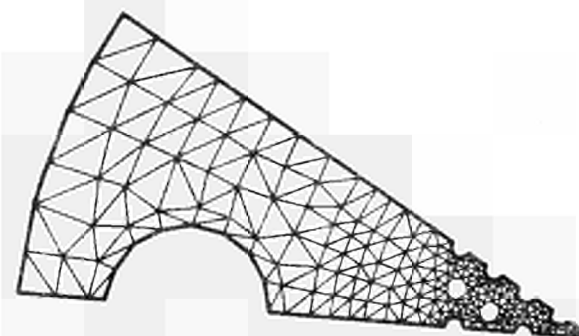


Bild 8

Netz für die Berechnung nach der Methode der finiten Elemente (45). Ein derartig primitives Netz schöpft nicht die Möglichkeiten dieser Methode aus.



PLAN VIEW OF THE THREE-DIMENSIONAL GRID

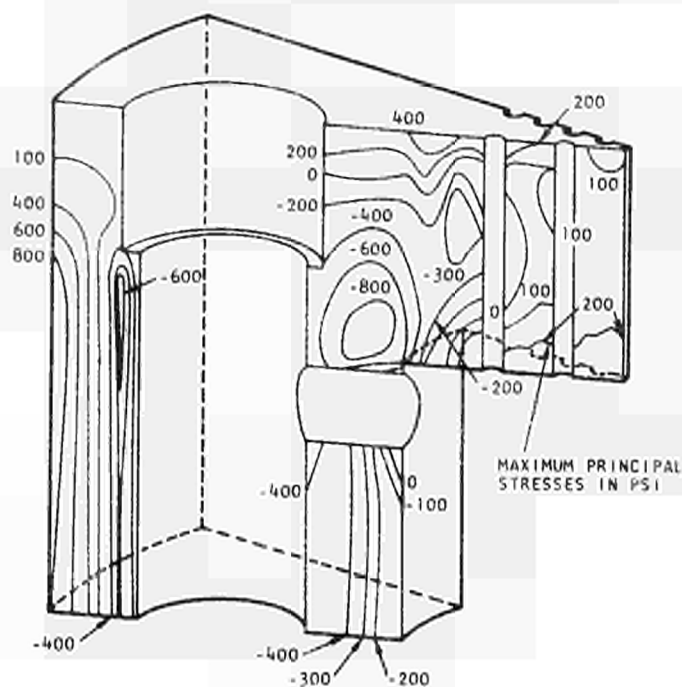


Bild 7

Berechnung eines Reaktor-Druckbehälters mit der Methode der finiten Elemente (19)

DREIDIMENSIONALE ELASTISCHE UND ELASTOPLASTISCHE  
BERECHNUNG VON REAKTORDRUCKBEHÄLTERN

J.H. ARGYRIS, I. GRIEGER\*

N° 26

---

Professor, Direktor, Institut für Statik und Dynamik der  
Luft- und Raumfahrtkonstruktionen,  
Universität Stuttgart

\* Seniorwissenschaftlicher Mitarbeiter

## Einleitung

Die in den Jahren 1954/55 (1) von uns aufgestellte Matrizenverschiebungsmethode (2,3,4,5,6,7) war zunächst für die hochkomplizierten statischen und dynamischen Probleme der Luft- und Raumfahrtindustrie bestimmt. Schon frühzeitig hat sich jedoch gezeigt, daß diese Methoden auch auf die Gebiete des allgemeinen Maschinenbaues und des Bauwesens angewendet werden können. Die steile Entwicklung der Großrechenanlagen verbunden mit komfortablen graphischen Ein- und Ausgabegeräten hat zu einer weiten Verbreitung der Methode der diskreten Elemente geführt.

Die Anwendung dieser allgemeinen Methode setzt aber die Benutzung von hochentwickelten Programmiersprachen voraus. Die problem-orientierte Sprache ASKA (19,24,25), welche am ISD entwickelt wurde, enthält neben Stab-, Membran-, Platten- und Schalenelementen auch eine ganze Reihe von Elementen zur Lösung dreidimensionaler Probleme. Von steigender Bedeutung sind elastoplastische Probleme, Kriechen, Rissfortbildung, usw. Erst durch die Rechner der dritten Generation wird bei elastoplastischen Problemen, wo iterativ schrittweise vorgegangen werden muß, die Rechenzeit auf ein erträgliches Maß reduziert.

Für ein Kennenlernen der Theorie sei der Leser auf die Literatur im Anhang verwiesen. Hier können wir nur auf einige wichtige Elemente und Musterbeispiele eingehen. Aber schon die wenigen Beispiele zeigen, daß die Stärke der finiten Element Methode gerade in ihrer Allgemeinheit liegt. Sie ermöglicht die Analyse vieler Tragwerke mit geringem Aufwand in kurzer Zeit. Oftmals ist diese Methode die einzige, die zu einer Lösung führt.

## Neue Elemente für die Matrizenverschiebungsmethode

Schon am Anfang der Entwicklung unserer problem-orientierten Sprache wurden dreidimensionale Elemente (TET4, TET10) eingebaut. Dem TET4-Element (4), einem Tetraeder mit vier Anschlußpunkten, liegt ein konstanter Dehnungs- und Spannungszustand zugrunde. Dadurch konnte man einen globalen Überblick über das Verhalten der Struktur bekommen, jedoch war dieser Elementtyp nicht geeignet, Auskunft über detaillierte Spannungsverläufe zu geben. Es war daher erforderlich, ein TET10-Element (9), ein Tetraeder mit zehn Anschlußpunkten, zu entwickeln, der eine lineare Dehnungsverteilung zuläßt. Die konsequente Weiterführung der Entwicklung, basierend auf einem kompletten Satz von Polynomen 3ter Ordnung für die Verschiebungen bzw. parabolischer Dehnungsverteilung, ist das TET20 Element (15). Dieses Element enthält außer an den Kanten auch noch auf jeder Seitenfläche

einen Knotenpunkt. Jeder Knotenpunkt besitzt drei Freiheitsgrade, so daß dieses Element 60 Freiheitsgrade hat. Eine interessante Variante dieser Polynome 3ter Ordnung ergibt sich, wenn man die kinematische Verträglichkeit an den vier Ecken auf die ersten Ableitungen der Verschiebungen erweitert. Jeder Eckpunkt erhält hierbei 12 Freiheitsgrade. Die Knotenpunkte längs der Kanten sind dann überflüssig, aber um die kinematische Verträglichkeit über die Flächen zu sichern, müssen die Knoten in den Mitten der Seitenflächen erhalten bleiben. Die Gesamtzahl der Freiheitsgrade dieses Elements, das in ASKA mit TEA8 bezeichnet wird, bleibt jedoch 60, wie beim TET20-Element. Ein großer Schritt vorwärts waren die Elemente mit krummseitiger Berandung TEC10 und TEC20 (17,18). Diese werden aus dem entsprechenden geraden "Muttertetraeder" durch dasselbe Polynom erzeugt, wie es für die Verschiebungen vorgeschrieben ist. Mit wenigen Elementen kann so die Kontur einfacher und genauer erfaßt werden.

Der Aufwand bei der Elementbeschreibung - in einer dreidimensionalen Struktur wurden doch meistens sechs Tetraederelemente zu einem Quader zusammengefaßt - wird durch das allgemeine Hexaederelement LUMINA (14) stark reduziert. Aber auch die Anzahl der Elemente in der Struktur verringert sich, wenn jedem Element schon ein höherer Dehnungszustand zugrunde liegt. Einige Spezialfälle dieses allgemeinen Hexaederelementes sind programmiert (HEXE27, HEXE64) und haben gute Ergebnisse erzielt. Da in der Praxis häufig rotationssymmetrische Probleme vorkommen, ist es zweckmäßig, Elemente zu entwickeln, die für diese Fälle zugeschnitten sind. Die entsprechende TRIAX-Familie von Ring-Elementen kann sowohl gerade als auch krummseitige Berandung haben. Diese Elemente beruhen auf einer linearen Verschiebungsverteilung (TRIAX3), quadratischen Verschiebungsverteilung (TRIAX6) (10,11) bzw. kubischen Verschiebungsverteilung (TRIAX10) in den Radialschnitten. Die Reihe wird durch FLAX-Elemente (20,21), die für die Idealisierung von Membranschalen, wie sie z.B. der Liner im Reaktor darstellt, geeignet sind, ergänzt. Für eine Gruppe praktischer Probleme, wo ein Sektor immer wiederkehrt, lassen sich die SECT-Elemente (20,21) besonders elegant einsetzen.

Die Elemententwicklungen - hier wurde nur ein Auszug aus den dreidimensionalen Elementen gemacht - können keinesfalls als abgeschlossen gelten.

## Beispiele

### Bodenplatte eines Konvertergefäßes

Die Anwendung der SECT-Elemente zeigt unser erstes Beispiel. Wie man in Abb.7 sieht, besteht die Bodenplatte eines Stahlkonverters aus einer dickwandigen, leicht gekrümmten Schale, die durch Rippen in Radial- und Umfangsrichtung versteift ist. Obgleich das Tragwerk nicht rotations-symmetrisch ist, wurde die Platte mit SECT 18 Elementen idealisiert. Die tatsächliche Geometrie, wie in Abb. 7 oben gezeigt, ist in der Idealisierung leicht modifiziert durch das Einführen von Radialrippen in Sektorgestalt. Infolge der Symmetrie braucht nur ein  $36^\circ$  Ausschnitt analysiert zu werden. An zwei Punkten ist die vertikale Verschiebung unterdrückt worden, um die Verbindung des Bodens mit der restlichen Struktur darzustellen. Die Knotenpunktskräfte, die kinematisch äquivalent mit dem aufgetragenen Druck sind, wurden durch Benutzung von Schein-Membranschalenelementen ohne Steifigkeit gebildet. Die berechneten Spannungen für zwei Radialschnitte sind in Abb.8 und Abb. 9 dargestellt. Man sieht deutlich, daß die Spannungen von einer rotationssymmetrischen Verteilung abweichen.

### Dickwandige Rohrverbindung

Für die Berechnung der dickwandigen Rohrverbindung sind dreidimensionale Elemente verwendet worden. Infolge der Symmetrie braucht nur ein Viertel des Tragwerkes betrachtet zu werden. Für die Idealisierung wurden krummlinige HEXE 27 Elemente verwendet. HEXE27 ist ein Spezialfall des LUMINA-Elementes mit Verschiebungsfunktion 2ter Ordnung in alle drei Richtungen. Die Belastung bestand aus Innendruck, der kinematisch äquivalent auf die Knotenpunkte verteilt wurde, und Endlasten entsprechend dem Druck auf den Rohrabschluß. Das System von linearen Gleichungen für 4995 Unbekannte ist durch eine Iterationsmethode gelöst worden. Der Vorteil dieser Methode ist, daß man schon nach einigen hundert Iterationen Aussagen über das Verhalten der Struktur machen kann. Aus Platzgründen werden nur einige typische Resultate gezeigt. Abb. 11 zeigt die Verschiebungen in den Symmetrieebenen, während in Abb. 12 die von Mises Spannung  $\bar{\sigma}$ , die die Spannungskonzentration an der Rohrverbindung anzeigt, dargestellt wird. Eine Vergleichsrechnung mit HERMES8 Elementen (16) lieferte übereinstimmende Resultate.

## Spannbeton-Reaktordruckbehälter

Die Berechnung eines rotationssymmetrischen Spannbeton-Reaktordruckgefäßes wird an einem akademischen Beispiel gezeigt. Es enthält jedoch alle Elemente der praktischen Tragwerke dieser Art (32). Geometrie und die Idealisierung sind in Abb. 13 dargestellt. Für die Idealisierung des Betons wurden TRIAX 10 Elemente verwendet, während die Stahlinnenhaut (Liner) durch FLAX 4 - Elemente dargestellt wurde. Letztere Elemente wurden auch verwendet (jedoch ohne Steifigkeit) um den Vorspanndruck durch die Meridiankabel aufzubringen. Die Kräfte für die Umfangs- und vertikalen Vorspannkabel wurden direkt in die Lastmatrix eingesetzt. Weitere Verstärkungen können leicht eingebaut werden, sind aber um der Einfachheit willen ausgelassen.

Eine andere Idealisierung mit TRIAX 3 (lineare Verschiebungsverteilung in den Radialschnitten) und FLAX 2 zeigt Abb. 16. Trotz der nominal höheren Zahl der TRIAX-Elemente ist die Spannungsverteilung schlechter, wie der Vergleich in Abb. 17 zeigt. Dies demonstriert die Stärke der Elemente mit höherem Dehnungsverhalten.

## Elastoplastische Berechnung

Die Anwendung der Matrizenverschiebungsmethode ist nicht nur auf elastische Probleme und dynamische Analysen beschränkt, sondern eignet sich auch sehr für die Lösung nichtlinearer Probleme. Die Nichtlinearität kann ein Effekt großer Verschiebungen bzw. Dehnungen oder nichtlinearen Materialverhaltens (Plastizität) sein. Hierbei erfolgt die Berechnung mit der Matrizenverschiebungsmethode schrittweise. Für die Lösung elastoplastischer Probleme sind verschiedene Techniken bekannt:

Die einfachste Annäherung ist die sogenannte tangentielle Steifigkeitsmethode (26). Diese Methode basiert auf der Materialsteifigkeit im elastoplastischen Bereich. Die elastoplastischen Elementesteifigkeiten werden in jedem Schritt in Abhängigkeit der Spannungen und Belastungsvorgeschichte neu berechnet. Man erhält so für jeden Schritt eine neue Steifigkeitsmatrix für die Berechnung der Verschiebungen. Diese Methode kann sehr unökonomisch in Bezug auf die Rechenzeit sein, es sei denn, man wendet die Modifikationstechnik auf die konstante elastische Anfangssteifigkeit an (3, 31). In diesem Fall muß in jedem Schritt nur ein Gleichungssystem gelöst werden, welches von der Größenordnung der Dehnungen in der plastischen Region ist. In vielen Fällen ist aber die Technik der Anfangslasten vorteilhafter, besonders wenn es sich um Probleme mit kleinen Dehnungen und Verschiebungen handelt. Die Anfangslasten sind diejenigen, die elastisch die Anfangsdehnungen unterdrücken. Andererseits sind die Anfangslasten bei der Methode der Anfangsspannungen mit denen kinematisch äquivalent. Wenn man mit Anfangsdehnungen (31) arbeitet, wird die inkrementale

elastoplastische Dehnung aus den inkrementalen Spannungen berechnet, während im Falle von Anfangsspannungen (30) die inkrementalen Spannungen aus den inkrementalen elastoplastischen Dehnungen berechnet werden. Für jeden Schritt wird am besten eine iterative Methode verwendet. Experimente haben gezeigt, daß die Methode der Anfangsdehnungen in ihrer ursprünglichen Form nicht immer konvergiert. Jedoch kann diese Schwierigkeit überwunden werden, wenn man eine besondere Iterationsmethode benutzt (29). Die Methode der Anfangsdehnungen kann aber nicht für ideal plastische Materialien verwendet werden. Die Methode der Anfangsspannungen, wie in (31) gezeigt wird, konvergiert in allen Fällen (auch für ideal plastisches Material), wenn das Tragwerk oder ein Teil desselben statisch unbestimmt ist. Die Konvergenz kann noch verbessert werden, wenn man die Scharpf'sche Iterationstechnik auf die Ableitung der inkrementalen Spannungen von den inkrementalen Dehnungen anwendet.

#### Zusammenfassung

Die Beispiele zeigen, so hoffen wir, die Allgemeinheit und Stärke der Matrizenverschiebungsmethode bei statischer Berechnung von dreidimensionalen linearen und nichtlinearen Problemen des Reaktorbaus. Besonders die Anwendung der neuen Elemente gibt bessere Ergebnisse bei gleichzeitiger Reduzierung der Rechenzeit.

Die Autoren möchten K.E.Buck, G.Mareczek, D.W.Scharpf danken für ihre Unterstützung zu dieser Arbeit.

## Literatur

- 1 ARGYRIS, J.H., Energy Theorems and Structural Analysis, Aircraft Engineering, 1954-1955, also Butterworth, London, 1960
- 2 ARGYRIS, J.H., Recent Advances in Matrix Methods of Structural Analysis, Progress in Aeronautical Sciences, Vol.4, Pergamon Press, Oxford, London, New York, Paris, 1963
- 3 ARGYRIS, J.H., Die Matrizentheorie der Statik, Ingenieur Archiv, Vol. XXV, May, 1957, pp. 174-192
- 4 ARGYRIS, J.H., Matrix Analysis of Three-Dimensional Elastic Media, Small and Large Displacements, Journal of the AIAA, Vol.3, No.1, pp.45-51, January 1965
- 5 ARGYRIS, J.H., The Three-Dimensional Anisotropic and Inhomogeneous Elastic Media, Matrix Analysis for Small and Large Displacements; Proceedings of the Eleventh International Congress of Applied Mechanics, Munich, September 1964; J. Springer, 1966
- 6 ARGYRIS, J.H., Elasto-Plastic Displacement Analysis of Three-Dimensional Continua, Journal of the Royal Aeronautical Society, Technical Note, Vol.69, September 1965
- 7 ARGYRIS, J.H., Continua and Discontinua, Opening Address to the International Conference on Matrix Methods of Structural Mechanics, Wright Patterson AFB, Ohio, October 26th, 1965. Published in the Proceedings of the Conference by U.S. Government, pp. 1 - 198, January 1967
- 8 ARGYRIS, J.H., Three-Dimensional Anisotropic and Inhomogeneous Elastic Media, Matrix Analysis for Small and Large Displacements; Ingenieur-Archiv, Vol.34, 1965, November, pp.33-55.
- 9 ARGYRIS, J.H., Tetrahedron Elements with Linearly Varying Strain for the Matrix Displacement Method, Journal of the Royal Aeronautical Society, Technical Note, Vol.69, December 1965
- 10 ARGYRIS, J.H., The TRIAX6 Element for Axisymmetric Analysis by the Matrix Displacement Method: Part I, Foundations, Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol.70, pp.1102 - 1106, December 1966
- 11 ARGYRIS, J.H., The TRIAX6 Element for Axisymmetric Analysis by the Matrix Displacement Method, Part II, Elastic Stiffness and Influence of Initial Strains, Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol.70, pp. 1102-1106, December 1966
- 12 ARGYRIS, J.H., SPOONER, J.B., The Thermo-Elasto-Plastic Analysis of a Re-entry Body Type Composite Solid Structure Using a New Finite Element Developed for Axially Symmetric Systems, XVIIth International Astronautical Congress, October 10-15, 1966.



- 13 ARGYRIS, J.H., BUCK, K.E., FRIED, I., HILBER H.M., MARECZEK, G. and SCHARPF, D.W., Some New Elements for the Matrix Displacement Method. Second Conference on Matrix Methods in Structural Mechanics, Wright-Patterson AFB, Ohio, October 1968
- 14 ARGYRIS, J.H., FRIED, I., The LUMINA Element for the Matrix Displacement Method, The Aeronautical Journal of the R.Ae.S., Vol.72, No.690, pp. 514-517, June 1968
- 15 ARGYRIS, J.H., FRIED, I., SCHARPF, D.W., The TET20 and TEA Elements for the Matrix Displacement Method, The Aeronautical Journal of the R.Ae.S., Vol.72, Nr.691, pp.618-623, July 1968
- 16 ARGYRIS, J.H., FRIED, I., SCHARPF, D.W., The HERMES8 Element for the Matrix Displacement Method, The Aeronautical Journal of the R.Ae.S., Vol.72, No.691, pp.613-617, July 1968
- 17 ARGYRIS, J.H., SCHARPF, D.W., A Sequel to Technical Note 13: The Curved Tetrahedral and Triangular Elements TEC and TRIC for the Matrix Displacement Method, Part I: Small Displacements, The Aeronautical Journal of the R.Ae.S., Vol.73, No.697, pp. 55-65, January 1969
- 18 ARGYRIS, J.H., SCHARPF, D.W., A Sequel to Technical Note 13: The Curved Tetrahedral and Triangular Elements TEC and TRIC for the Matrix Displacement Method, Part II: Large Displacements, The Aeronautical Journal of the R.Ae.S., Vol.73, No.697, pp.55-65, January 1969
- 19 ASKA-Automatic System for Kinematic Analysis, A Programmer's Manual, 1. Edition: ISD Report No.8, 1965, 2. Edition: ISD Report No.64, 1969
- 20 BUCK, K.E., Zur Berechnung der Verschiebungen und Spannungen in rotationssymmetrischen Körpern unter beliebiger Belastung, Dr.-Ing. thesis to be submitted at the University of Stuttgart
- 21 ARGYRIS, J.H., BUCK, K.E., GRIEGER, I., MARECZEK, G., Application of the Matrix Displacement Method to the Analysis of Pressure Vessels, Paper to be presented at the ASME Winter Annual Meeting, Los Angeles, November 1969, and to be published in the Journal of Engineering for Industry.
- 22 ARGYRIS, J.H., The Impact of the Digital Computer on Engineering Sciences, 12th Lanche-ster Memorial Lecture, to be published in The Aeronautical Journal of the R.Ae.S., January 1970
- 23 ARGYRIS, J.H., BUCK, K.E., GLOUDEMAN, J.F., SCHARPF, D.W., Some Aspects of Finite Element Techniques, Proceedings of the ISD/ISSC Symposium on Finite Element Techniques, Stuttgart, June 1969
- 24 FUCHS, G. v., and SCHREM, E., ASKA - A Computer System for Structural Engineers, Proceedings of the ISD/ISSC Symposium on Finite Element Techniques, Stuttgart, June 1969
- 25 GRIEGER, I., ASKA - Eine Programmiersprache zur statischen und dynamischen Analyse ISD Report No.72, September 1969

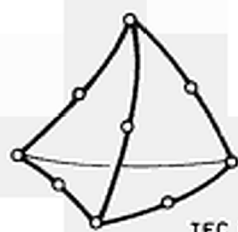
- 26 POPE, G.G., A Discrete Element Method for Analysis of Plane Elasto-Plastic Strain Problems, T.R. 65028, 1965, R.A.E. Farnborough
- 27 ARGYRIS, J.H., SCHARPF, D.W., SPOONER, J.B., Die elastoplastische Berechnung von allgemeinen Tragwerken und Kontinua, Ingenieur Archiv, Vol.37, pp.326-352, 1969
- 28 ARGYRIS, J.H., SCHARPF, D.W., SPOONER, J.B., The Elasto-Plastic Calculation of General Structures and Continua, Proceedings, 3rd Conference on Dimensioning, Budapest 1968, pp.345-384
- 29 SCHARPF, D.W., Die Frage der Konvergenz bei der Berechnung elastoplastisch deformierbarer Tragwerke und Kontinua, Dr.Ing. thesis, University of Stuttgart, 1969
- 30 ZIENKIEWICZ, O.C., VALLIAPAN, S., KING, I.P., Elasto-Plastic Solutions of Engineering Problems, Initial Stress, Finite Element Approach, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.1, pp.75-100, 1969
- 31 ARGYRIS, J.H., and SCHARPF, D.W., Methods of Elastoplastic Analysis, Proceedings of the ISD/ISSC Symposium on Finite Element Techniques, Stuttgart, June 1969
- 32 RASHID, Y.R., Structural Analysis of Prestressed Concrete Reactor Vessels - State-of-the-Art, Proceedings of the First International Conference on Pressure Vessel Technology, Delft/Den Haag, Netherlands, September 1969



TET 10



TET 20



TEC 10



TEC 20

Abb. 1 Die TET- und TEC-Familie von dreidimensionalen Elementen

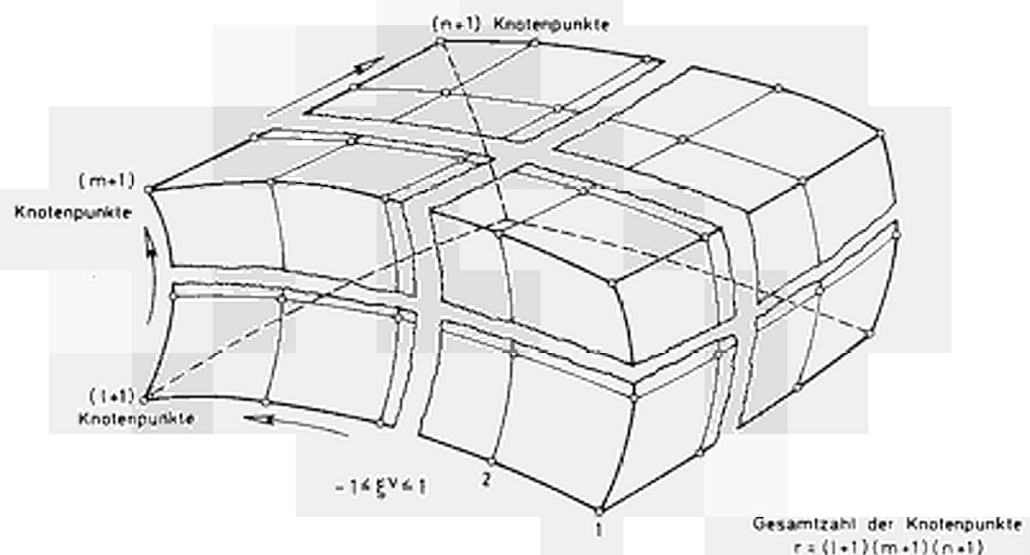


Abb. 2 LUMINA - ein allgemeines Hexaeder-Element

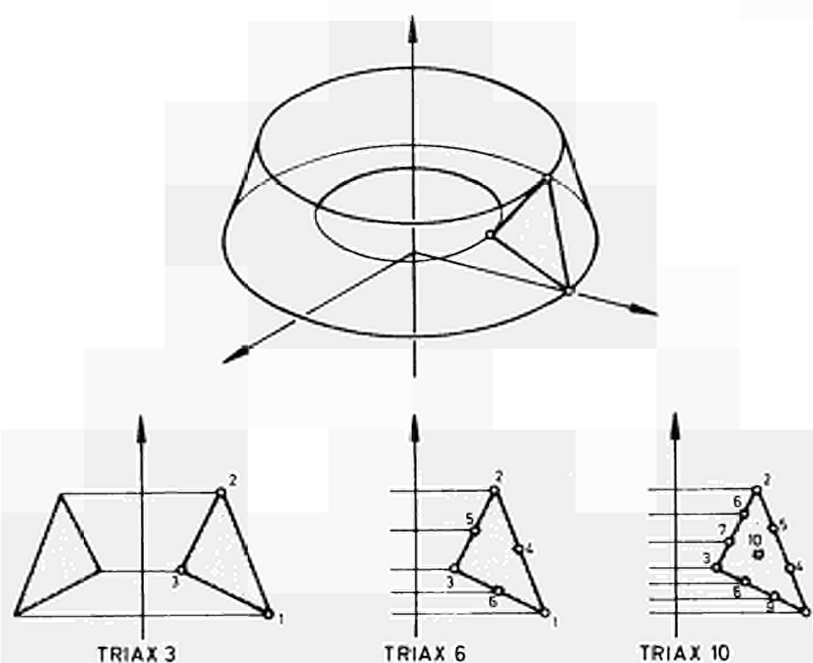


Abb. 3 Die TRIAX-Familie von Ringelementen für rotationssymmetrische und harmonisch verteilte Belastungen

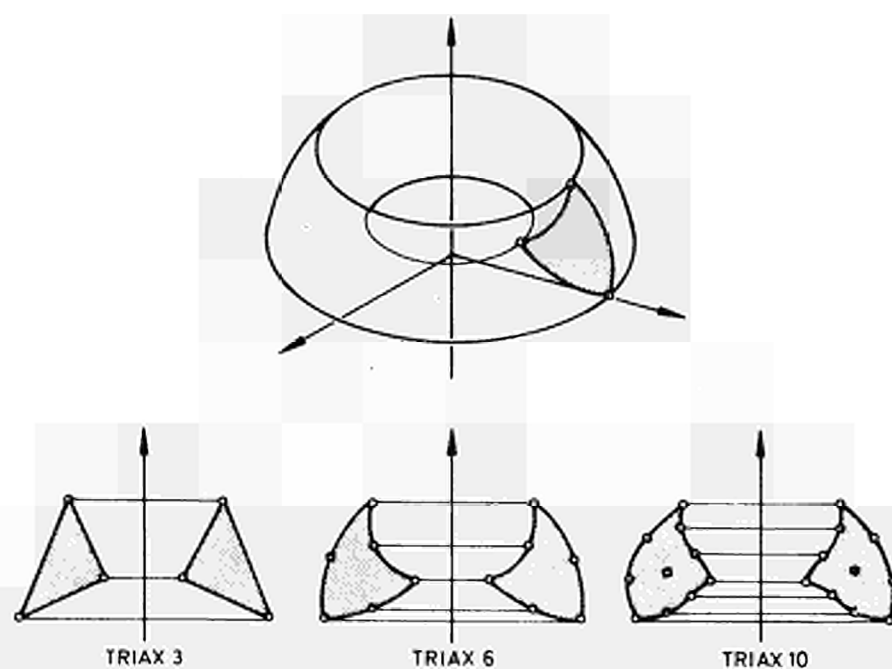


Abb. 4 Die TRIAX - Familie von Ringelementen mit krummseitigem Querschnitt für rotationssymmetrische und harmonisch verteilte Belastungen

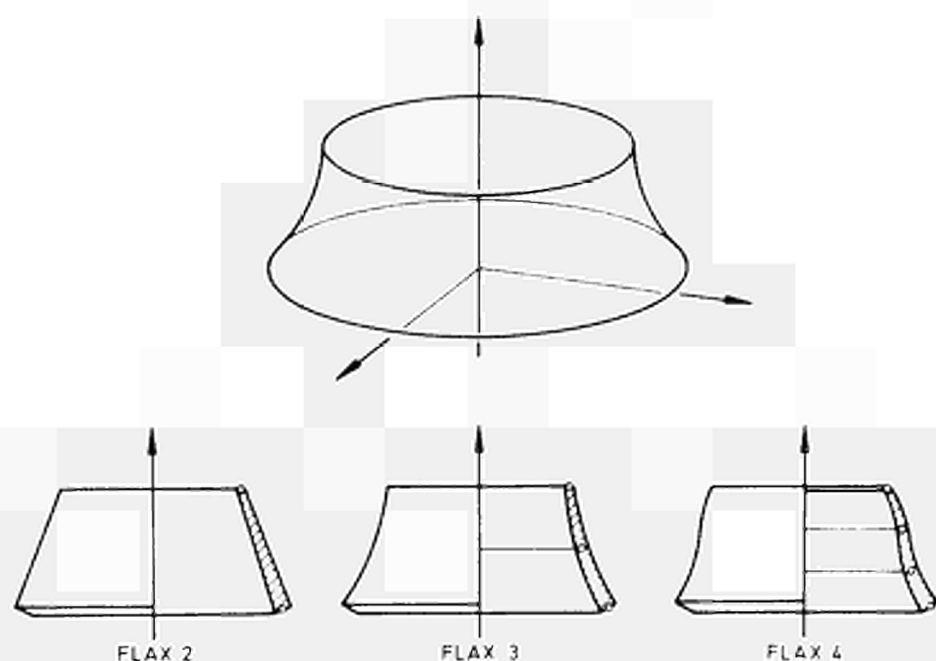


Abb. 5 Die FLAX - Familie von Membranschalen - Elementen für rotationssymmetrische Tragwerke mit symmetrischer oder harmonisch verteilter Belastung

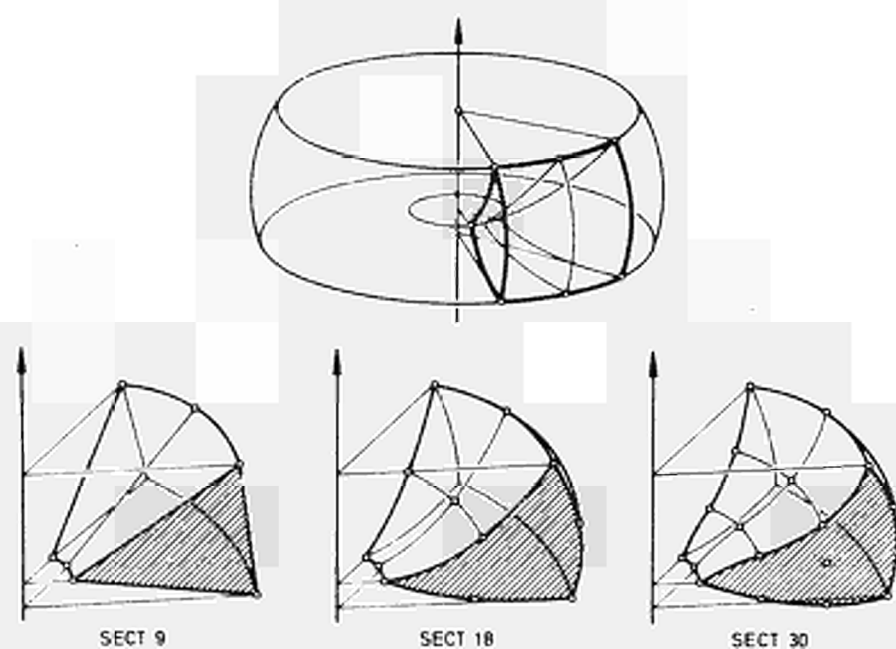


Abb. 6

Die SECT-Familie von Ringsektor - Elementen

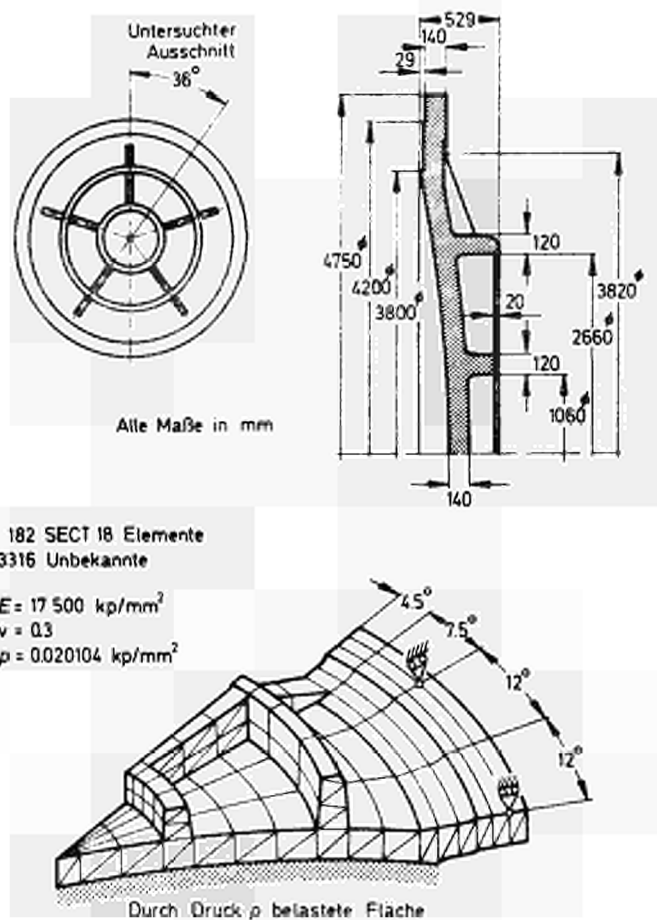


Abb. 7

Bodenplatte eines Konvertergefäßes  
Abmessungen und Idealisierung

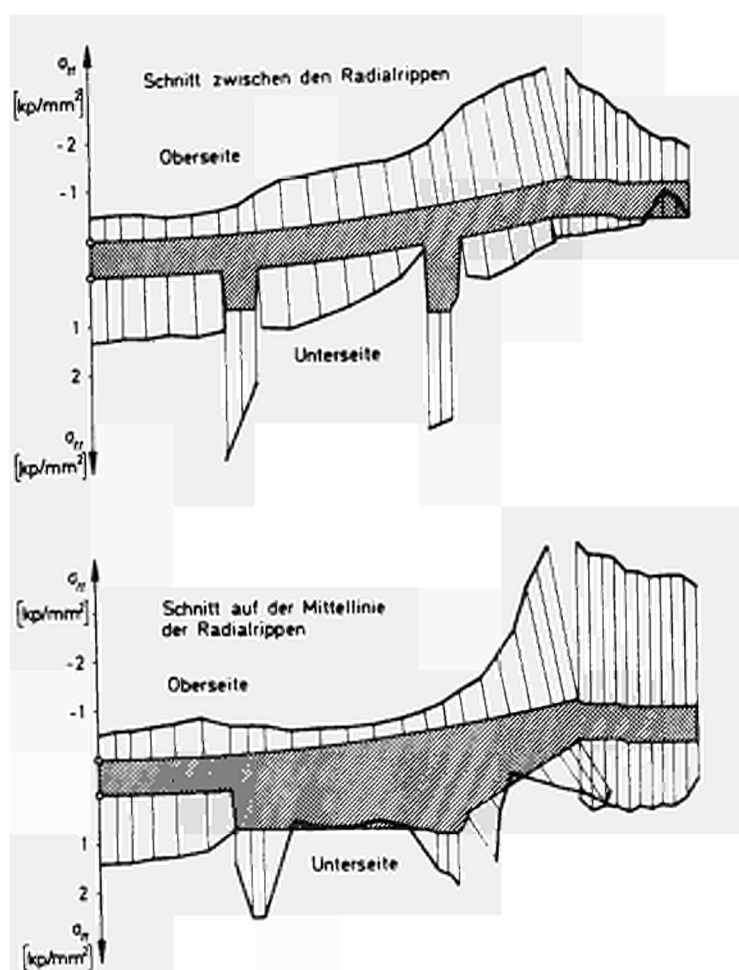


Abb. 8

Bodenplatte eines Konvertergefäßes  
Umfangsspannung  $\sigma_{\theta}$  in zwei Radialschnitten

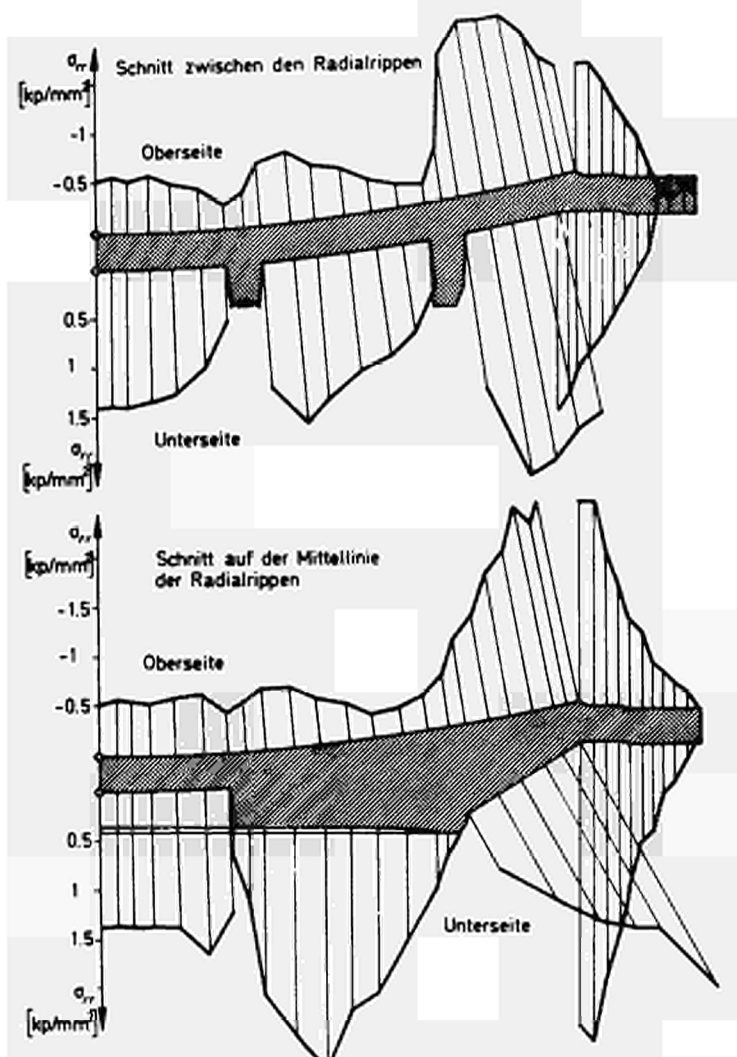
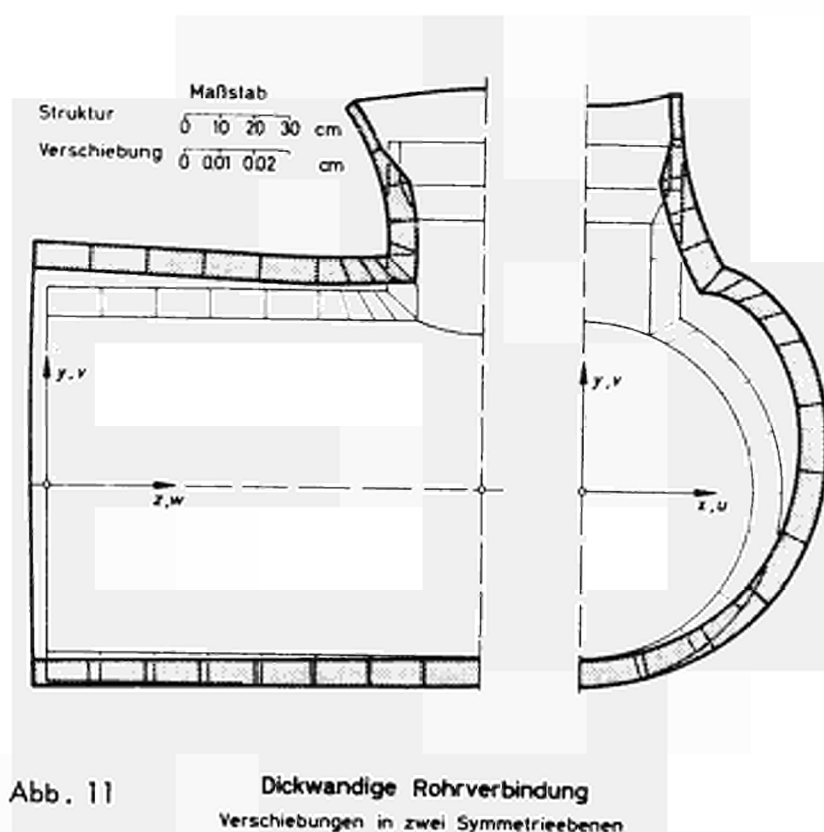
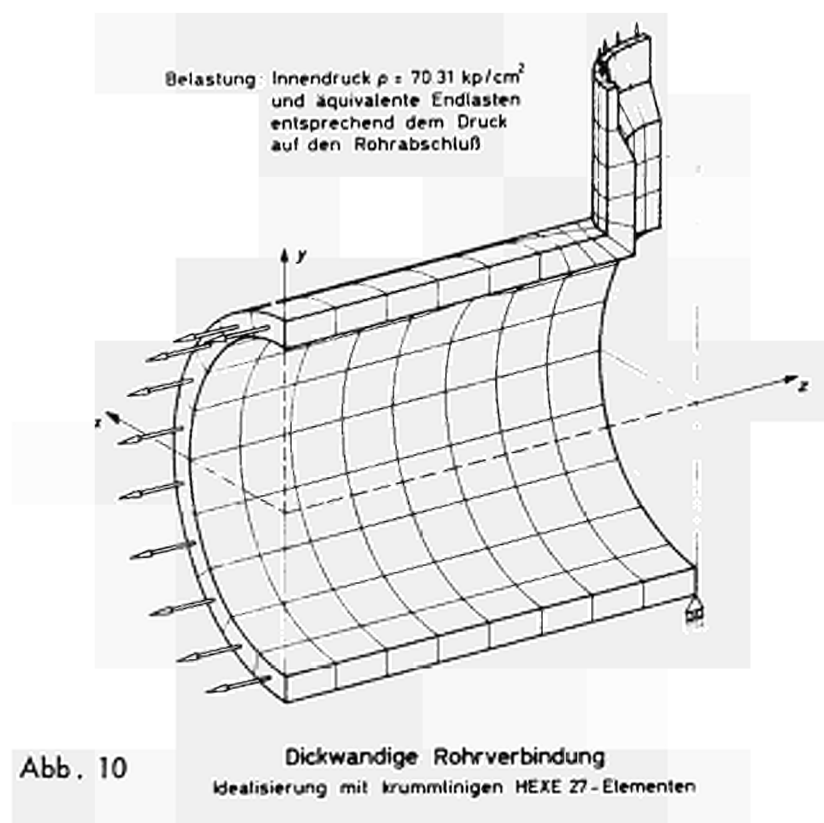


Abb. 9 Bodenplatte eines Konvertergefäßes  
Radialspannung  $\sigma_{rr}$  in zwei Radialschnitten





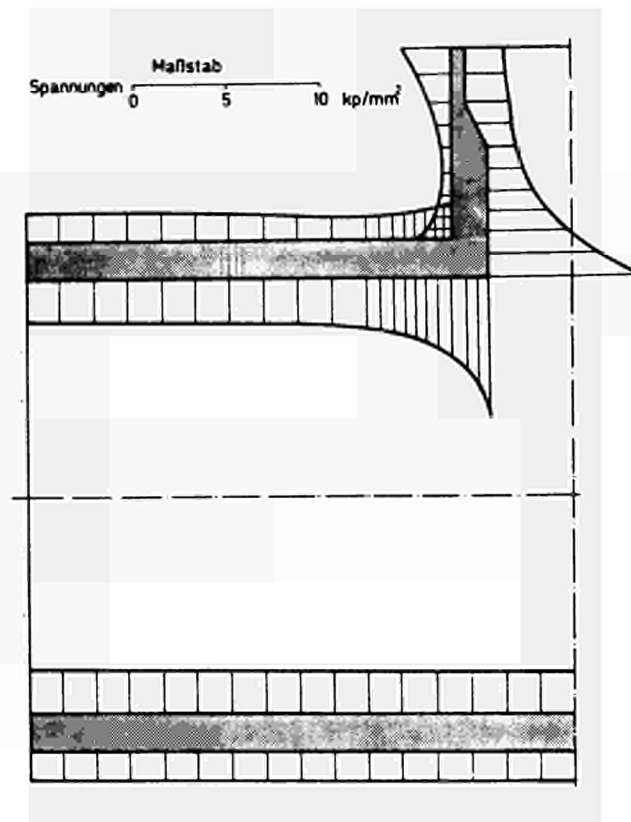
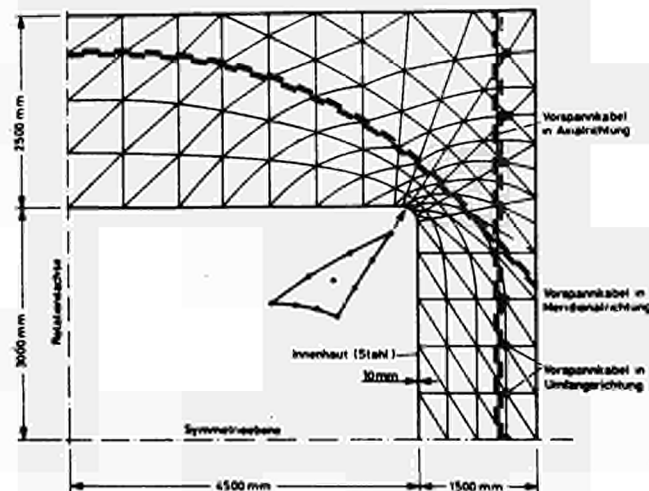


Abb. 12 Dickwandige Rohrverbindung  
Äquivalente Spannung  $\bar{\sigma}$  in der Symmetrieebene



ITL TRIAX 10 - Elemente  
IT FLAX 4 - Elemente für Innerhaut  
1000 Unbekannte

$$E_{\text{Beton}} = 3870 \text{ kp/mm}^2$$

$$\nu_{\text{Beton}} = 0.15$$

$$E_{\text{Stahl}} = 21000 \text{ kp/mm}^2$$

$$\nu_{\text{Stahl}} = 0.3$$

$$\text{Axiale Vorspannkraft } 59.38 \cdot 10^3 \text{ kp}$$

$$\text{Meridionale Vorspannkraft } 67.1 \cdot 10^3 \text{ kp}$$

$$\text{Gesamte Reibkraft der Vorspannkabel in Umfangsrichtung } 39.2 \cdot 10^3 \text{ kp}$$

$$\text{Innenruck } p = 0.8 \text{ kp/mm}^2$$

Abb. 13 Spannbeton-Reaktordruckbehälter  
Aufbau und Idealisierung

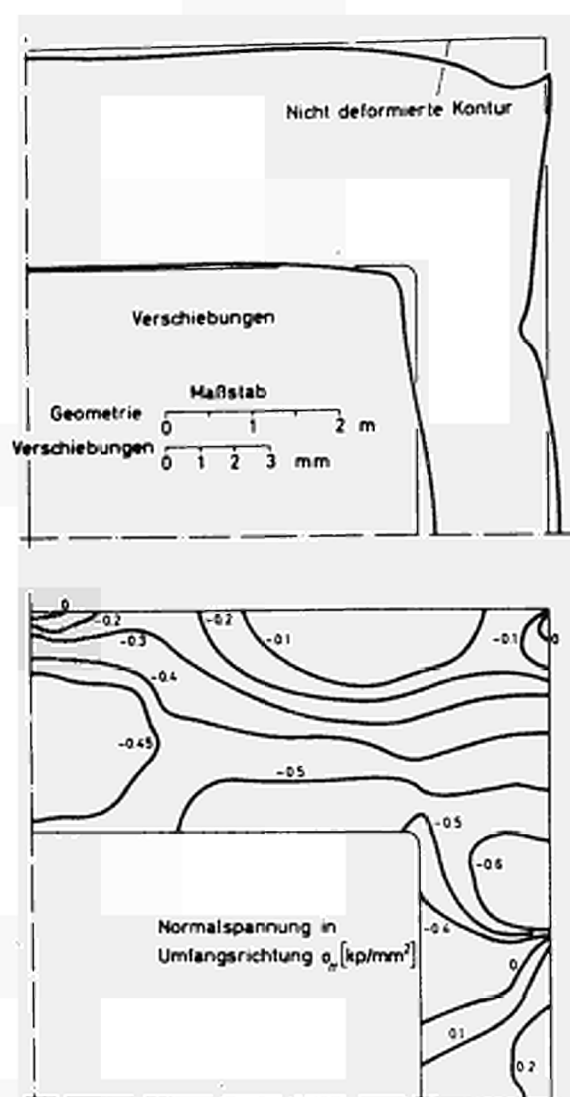


Abb. 14 Spannbeton-Reaktordruckbehälter  
Verschiebungen und Umfangsspannung  $\sigma_{\theta}$

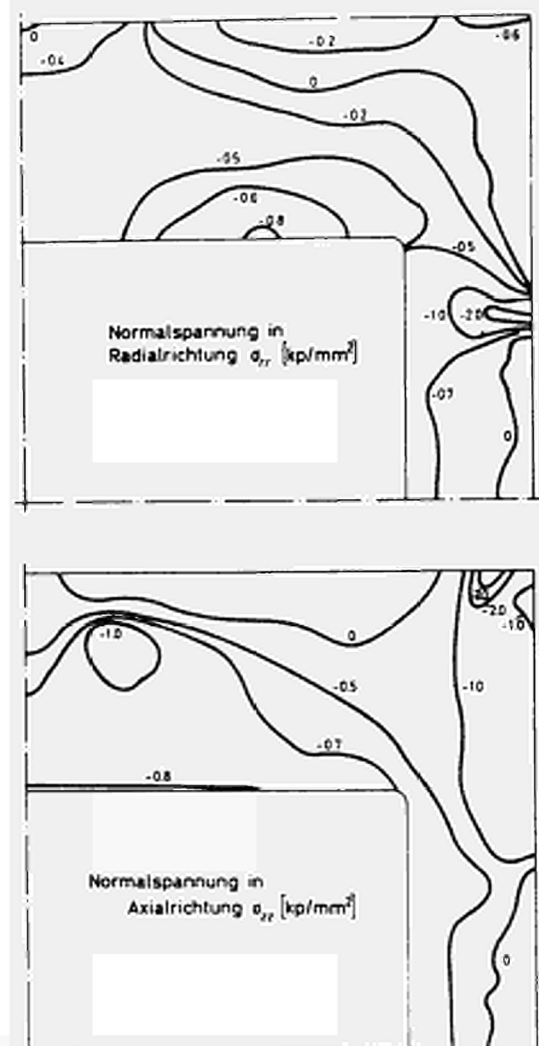
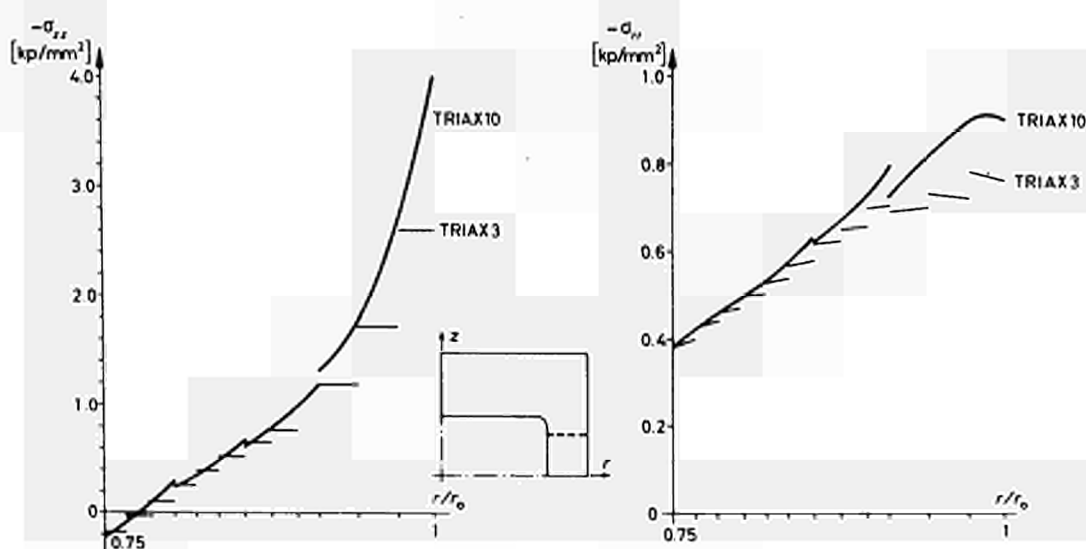
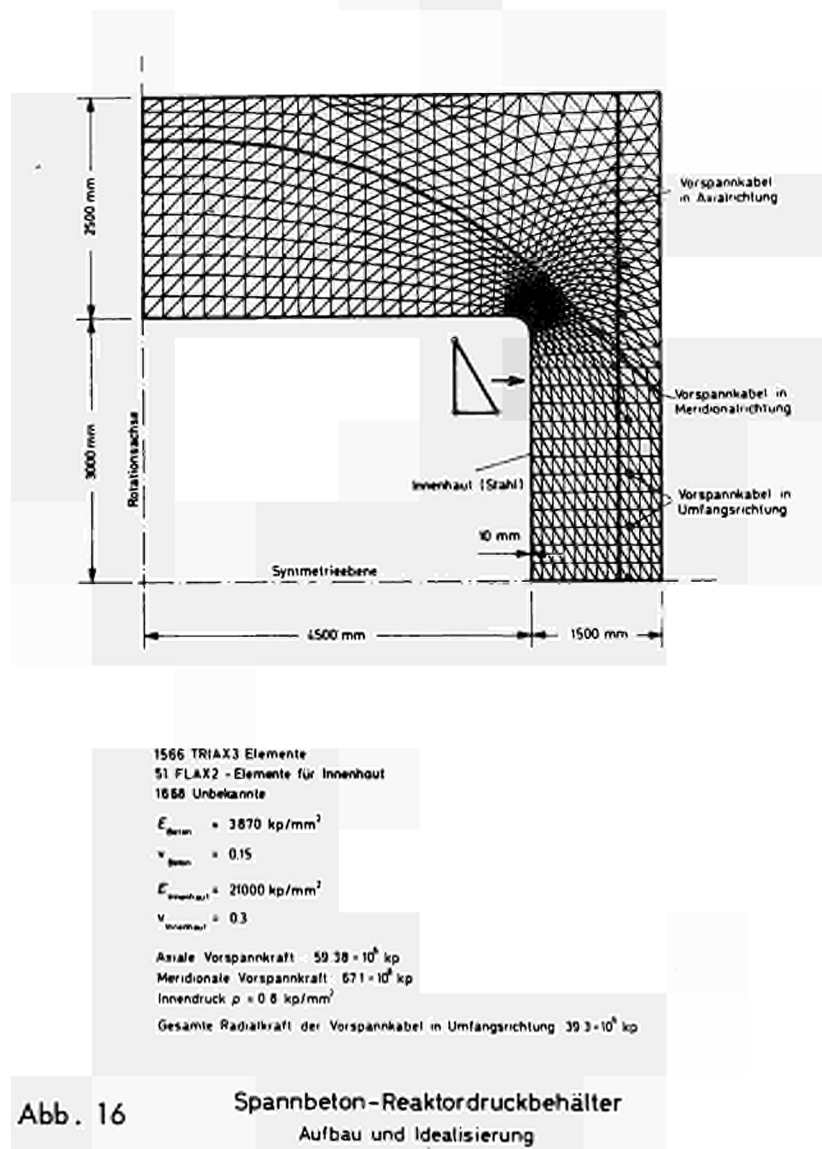


Abb. 15 Spannbeton-Reaktordruckbehälter  
Normalspannungen  $\sigma_r$  und  $\sigma_z$





ANALYSE NON LINEAIRE DES CONTRAINTES DANS LE FÛT  
D'UN CAISSON DE BETON PRECONTRAINTE  
POUR REACTEUR RAPIDE

M. HUSSAIN-KHAN  
Bonnard & Gardel

B. SAUGY  
E.P.F.L., Lausanne

N° 26a

## 1. Introduction

Les études de la disposition intégrée de réacteurs de grande puissance font ressortir l'intérêt qu'il y a à utiliser pour la cuve un caisson en béton précontraint, comportant de grandes cavités dans ses parois. Dans ces cavités sont disposés soit des échangeurs de chaleur (1), (2)<sup>1/</sup> soit des turbines à gaz placées en cycle direct (3).

La présence de pénétrations ou de cavités dans les parois d'un caisson en béton précontraint pose le problème délicat des concentrations de contraintes. Nous avons déjà eu l'occasion d'analyser dans le domaine élastique (4), (5) l'effet de pénétrations de 1 à 2 m de diamètre dans des parois d'environ 5 m d'épaisseur d'un caisson pour réacteur à eau bouillante de 1000 MW.

Ces analyses ont montré que les contraintes élastiques peuvent être très élevées dans certaines zones. Elles dépassent souvent les valeurs usuelles admises dans le dimensionnement de la structure.

---

1/ Les numéros entre crochets renvoient à la bibliographie en fin d'article.

Or en réalité, le problème ne semble pas se poser avec une telle acuité; en effet, le béton possède une capacité d'adaptation que sous-estime le modèle élastique. Ce modèle peut se révéler insuffisant pour permettre un jugement précis sur le comportement réel de l'ouvrage.

Ce problème est accentué dans le cas du caisson d'un réacteur rapide, refroidi au gaz <sup>1/</sup>, doté de turbines à gaz, placées en cycle direct, et aménagées dans des cavités verticales de diamètre important (voir fig. 1).

Les études préliminaires de ce caisson, effectuées par le bureau Bonnard & Gardel, ingénieurs-conseils SA pour le compte de l'Institut Fédéral Suisse de Recherches en matière de réacteur ont abouti à la conclusion qu'une analyse non-linéaire des contraintes dans ce cas est nécessaire.

Désirant entreprendre des études de développement dans ce domaine, le bureau Bonnard & Gardel SA a requis la collaboration de la Chaire d'aménagements de production d'énergie de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne qui avait entrepris des recherches sur l'analyse du comportement non-linéaire des structures. Signalons notamment que cette Chaire a mis au point un programme de calcul par éléments finis dans le domaine non-linéaire et que des études se poursuivent actuellement sur ce sujet. Les bases théoriques de ce programme ont fait l'objet d'une publication (6).

L'exposé qui suit a pour objet, de présenter les résultats de l'analyse non-linéaire des contraintes dans le fût d'un caisson en béton précontraint pour réacteur rapide, soumis à des charges de différentes natures, et d'examiner le comportement de ce fût lors d'une augmentation rapide de la pression à l'intérieur des cavités du réacteur et des turbines et ceci jusqu'à la rupture du fût.

Nous tenons ici à remercier Monsieur le Professeur Dr. A. Gardel qui dirige le programme de recherche cité ci-dessus et Monsieur R. Lafitte, ingénieur, qui a participé à ces recherches.

---

1/ Un tel réacteur fait actuellement l'objet d'études par l'Institut Fédéral Suisse de recherches en matière de réacteur à Würenlingen.



## 2. Définition des formes géométriques du caisson et des charges

La figure 1 présente la disposition de principe du caisson pour réacteur rapide. Il comporte une cavité centrale cylindrique dans laquelle est aménagé le coeur du réacteur. Cette cavité a un diamètre de 6,5 m et une hauteur de 13,80 m. Le diamètre extérieur du caisson est de 25,5 m et sa hauteur extérieure est de 25,8 m. Il comprend dans ses parois 6 turbines logées dans des cavités de 4 m de diamètre.

La figure 2 présente la coupe horizontale du fût à mi-hauteur. Nous avons analysé une tranche de fût de 1 m de hauteur.

La partie médiane du fût du caisson est soumise aux charges suivantes :

- une pression de 90 bars dans la cavité du réacteur et de 80 bars dans les cavités des turbines.
- un gradient thermique, correspondant à la marche normale du réacteur, défini à la figure 3 par les isothermes dans le fût du caisson. Le gradient thermique est caractérisé par un écart de température de  $20^{\circ}$  entre les parois intérieure et extérieure du caisson.
- une force annulaire de précontrainte de 10'500 t par mètre courant de fût réalisée par 19 câbles de 550 t utiles (voir fig. 2).

Il a été en outre tenu compte de l'influence de la précontrainte axiale (parallèle à l'axe du fût) en admettant en première approximation une contrainte axiale de  $100 \text{ kg/cm}^2$  uniforme sur toute la section du fût.

## 3. Hypothèses de calcul

Nous avons admis pour les calculs un béton ayant une résistance uniaxiale à la rupture à 28 jours de  $450 \text{ kg/cm}^2$ .

Les valeurs de ses caractéristiques mécaniques initiales sont les suivantes :

- module d'élasticité,  $E = 450'000 \text{ kg/cm}^2$
- coefficient de Poisson  $\nu = 0.167$ .

Le modèle de déformation du béton sollicité par des charges rapides est basé sur les hypothèses suivantes (voir (6)) :

- l'élément de béton est isotrope jusqu'à sa rupture
- les variations du volume ne dépendent que de la contrainte moyenne  $\bar{\sigma}$
- le module de glissement de Lamé  $\mu^{1/}$  dépend uniquement de la distorsion
- les caractéristiques du béton sont indépendantes du temps et de la température.

Pour un bon béton, tel que celui que nous avons admis, les essais ont montré (7) que le module de compressibilité  $k = \frac{\bar{\sigma}}{\theta}$  (où  $\bar{\sigma}$  = contrainte moyenne et  $\theta$  = dilatation cubique) peut être admis constant. C'est ce que nous avons fait dans cette analyse. Par contre le coefficient de Lamé  $\mu$  est admis fonction du deuxième invariant  $I_2^{2/}$  du tenseur des contraintes d'après la courbe de la figure 4

La rupture locale du béton est définie par un critère de rupture représenté par une surface de révolution composée d'un cône et d'un tronc de cône, dans l'espace des contraintes. La figure 5 présente cette surface de rupture ainsi que la section de celle-ci dans le plan  $\sigma_1 = 0$ . Dès sa fissuration l'élément de béton ne résiste plus aux sollicitations perpendiculaires au plan des fissures.

La figure 6 présente le schéma de calcul admis. Il comporte 183 éléments triangulaires de béton et 7 éléments filiformes de câble de précontrainte.

La symétrie de la géométrie du caisson et des charges nous permet de n'étudier qu'un douzième de la section plane du fût.

En ce qui concerne les caractéristiques mécaniques de l'acier de précontrainte, les valeurs suivantes ont été admises :

- module d'élasticité = 2100'000 kg/cm<sup>2</sup>
- limite élastique : 160 kg/mm<sup>2</sup>

Le programme de calcul par éléments finis au sens de M.O.C.Zienkiewicz (8) utilise pour tenir compte de la non-linéarité et de la fissuration, une série d'analyses élastiques. A chaque itération, les matrices de rigidité des éléments évoluent en fonction de l'état de contrainte obtenu au cours de l'analyse précédente.

---


$$1/ \mu = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

$$2/ I_2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 - \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3^2 - \sigma_3\sigma_1 \text{ où } \sigma_1, \sigma_2 \text{ et } \sigma_3 \text{ sont les contraintes selon les 3 axes.}$$

#### 4. Résultats de l'analyse des différents cas de charge

Nous donnons ci-après les résultats des cas de charge analysés dans le domaine linéaire et non-linéaire.

##### 4.1 Précontrainte seule (figure 7)

Les contraintes élastiques extrêmes dépassent 240 kg/cm<sup>2</sup> autour de la cavité des turbines. La prise en considération de la non-linéarité du comportement du béton réduit ces contraintes extrêmes de 10 à 20 % sans modifier notablement la répartition d'ensemble des contraintes. Il est important de remarquer que cette prise en considération conduit pour les éléments les plus sollicités à un état de contrainte tridimensionnel beaucoup plus stable en réduisant leur distorsion de 20 à 50 %. Cette distorsion est un facteur déterminant de la rupture locale du béton. Ainsi, l'état de contrainte tend à se rapprocher d'un état de pression hydrostatique et par conséquent la sécurité à la rupture locale du béton est plus importante que ne laisseraient supposer les valeurs des contraintes évaluées d'après un modèle élastique.

##### 4.2 Précontrainte et température (figure 8)

Ce cas de charge conduit à des fortes contraintes autour des cavités des turbines ainsi que du réacteur lorsque l'analyse est basée sur un modèle élastique. Les valeurs extrêmes de celles-ci (250 kg/cm<sup>2</sup>) sont réduites, du fait de la non-linéarité de 15 à 25 % notamment sur tout le pourtour de la cavité du réacteur. Les remarques précédentes restent valables.

##### 4.3 Précontrainte température et pression

Sous la pression de service, le caisson est faiblement sollicité et l'est de façon très homogène. La figure 9 montre les tensions principales dans le fût pour le cas de charge de la marche normale du réacteur.

## 5. Comportement du fût soumis à une pression intérieure croissante

Une analyse du comportement non-linéaire du fût soumis à une pression croissante à l'intérieur des cavités du réacteur et des turbines a été effectuée. Il a été admis d'autre part que les charges dues à la précontrainte et aux effets thermiques restaient inchangées.

La figure 10 montre les résultats de cette analyse. Les premières fissures apparaissent simultanément, à l'extérieur du caisson et autour de la cavité des turbines, sous une charge égale à deux fois la pression de calcul. Pour une pression de 2,5 fois la pression de calcul, la fissuration s'est propagée dans toute la zone séparant les cavités du réacteur et des machines, mais sans rompre l'équilibre statique de la section.

Nous avons d'autre part essayé de donner, sur la figure 11, une représentation graphique du mode de travail de la structure ainsi que du taux de sollicitation des différents éléments. La longueur des vecteurs attachés au centre de gravité des éléments symbolise le taux de contrainte auquel est soumis chaque élément sous cette pression. Ce taux est le coefficient d'homothétie qui transforme le point représentatif de l'état de contrainte d'un élément en un point de la surface de rupture.

Notons enfin que la définition du coefficient de sécurité est fonction des dangers contre lesquels on veut se prémunir et parmi ceux-là notons l'instabilité générale de la structure, la perte d'étanchéité, l'impossibilité de réutiliser le caisson après un accident. Si nous prenons comme critère l'importance de la fissuration qui intervient dans la définition des dangers cités ci-dessus, nous dirons au vu de ces résultats que le coefficient de sécurité de la section du fût face à la pression et rapporté à la pression de calcul, se situe entre 2 et 2,5.

## 6. Conclusion

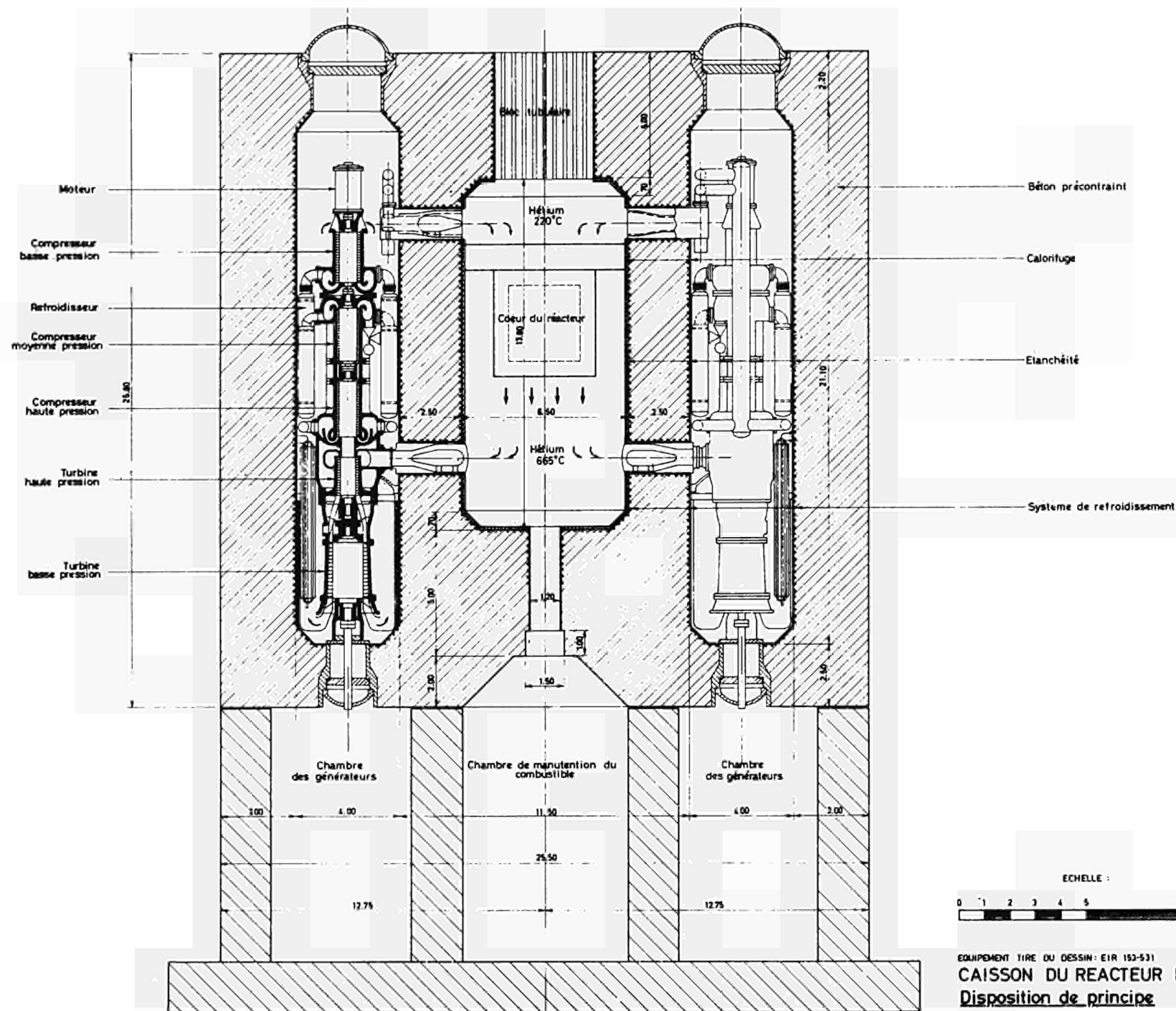
Cette analyse a permis de montrer l'influence de la prise en compte de la non-linéarité instantanée du béton dans le calcul des contraintes d'une structure précontrainte massive. Dans le cas particulier examiné d'un caisson de réacteur, on a noté une réduction des contraintes, dans les éléments les plus sollicités, de l'ordre de 10 à 20 % et une réduction de leur distorsion de 20 à 50 %, cette dernière étant un facteur déterminant du critère de leur rupture.

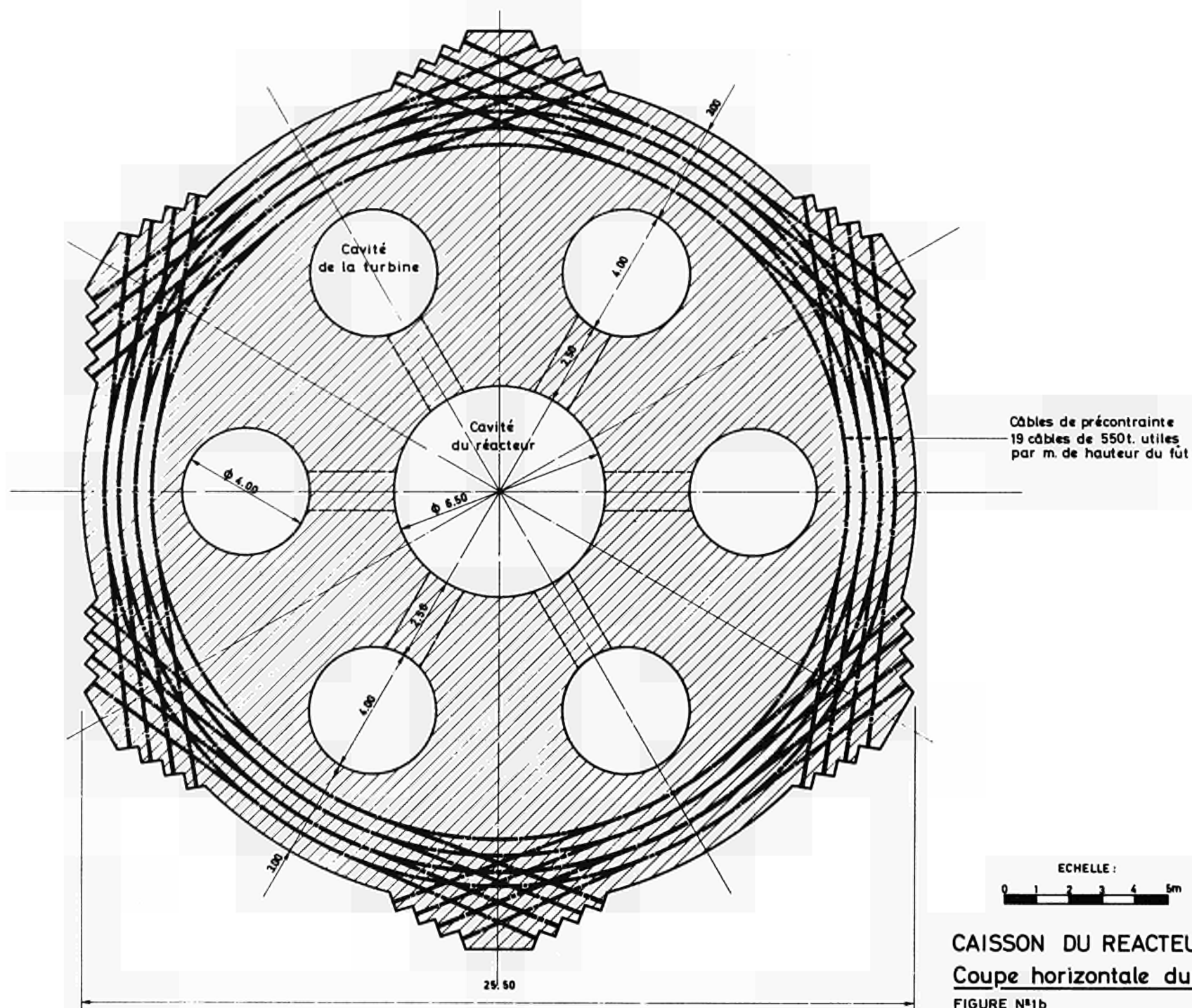
Notons d'autre part que la présence de cavités dans les parois du caisson conduit à des concentrations de contraintes. Cependant en raison du comportement non-linéaire du béton, ces concentrations ne sont pas aussi défavorables que ne le laisserait supposer l'analyse élastique.

Enfin, cette analyse montre qu'il est possible de suivre le comportement de la structure pour une augmentation rapide de la pression intérieure, jusqu'à des valeurs très importantes, permettant ainsi de déterminer un coefficient de sécurité à la rupture.

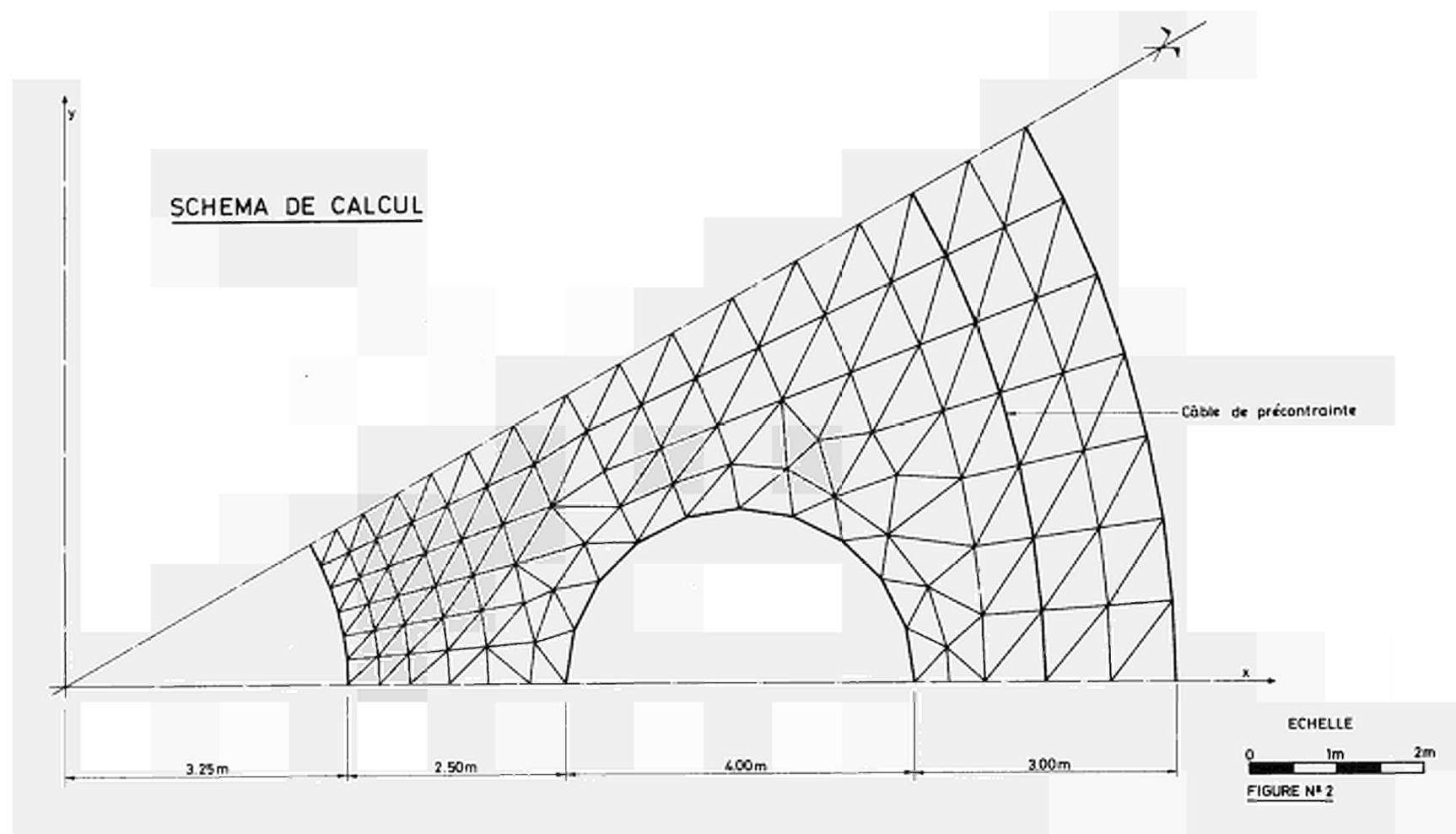
#### Bibliographie

- (1) Lockett G.E. & Kinhead A.N. : Pressure Vessels for Helium High-temperature reactors. Proceedings of the PCPV conference London 1967.
- (2) Burrow R.E.D. & Williams A.J. : Hartlepool AGR Reactor Pressure Vessel. Nuclear Engineering International, November 1969 Vol 14 Nr.162.
- (3) Lys L.A. et Broido J.H., Frustschi H. : Gas Turbine Fast Reactor Design. Journal of the British Nuclear Energy Society. Vol 8 Nr. 3 July 1969.
- (4) Lafitte R., Hussain Khan M., Mérot J.-P. et Tarbés B. : Caisson en béton précontrainte pour un réacteur de 250 MWe modéré à l'eau lourde et refroidi au gaz carbonique. Nuclear Engineering and Design, Nr. 6 (1967) p.p. 163-180.
- (5) Hussain Khan M. et Lafitte R. : Analysis of a cylindrical prestressed concrete pressure vessel with a large central penetration in the slab. Nuclear Engineering and Design, Nr. 5 (1967) p.p. 191, 198.
- (6) Saugy B. : Contribution à l'étude théorique du comportement non-linéaire des structures massives en béton armé sous charges rapides. Bulletin technique de la Suisse Romande, No 22 novembre 1969.
- (7) Weigler H. und Becker G. : Untersuchungen über das Bruch-und Verformungsverhalten von Beton bei zweiachsiger Beanspruchung. Deutscher Ausschuss für Stahlbeton, Heft 157, Berlin 1965.
- (8) Zienkiewicz O.C. : The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics. Mc Graw-Hill, London 1967.





CAISSON DU REACTEUR RAPIDE  
Coupe horizontale du fût  
 FIGURE N°1b





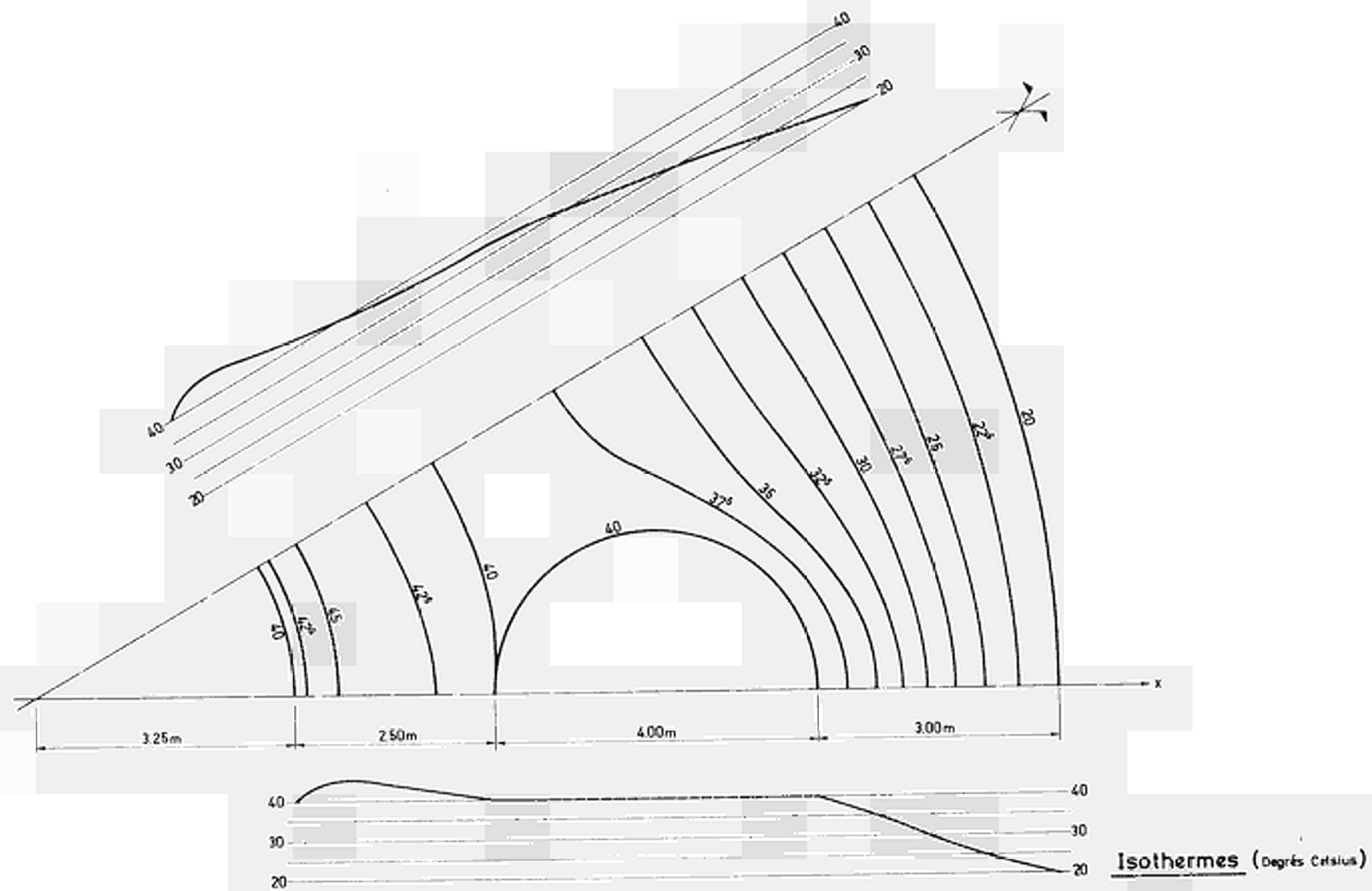
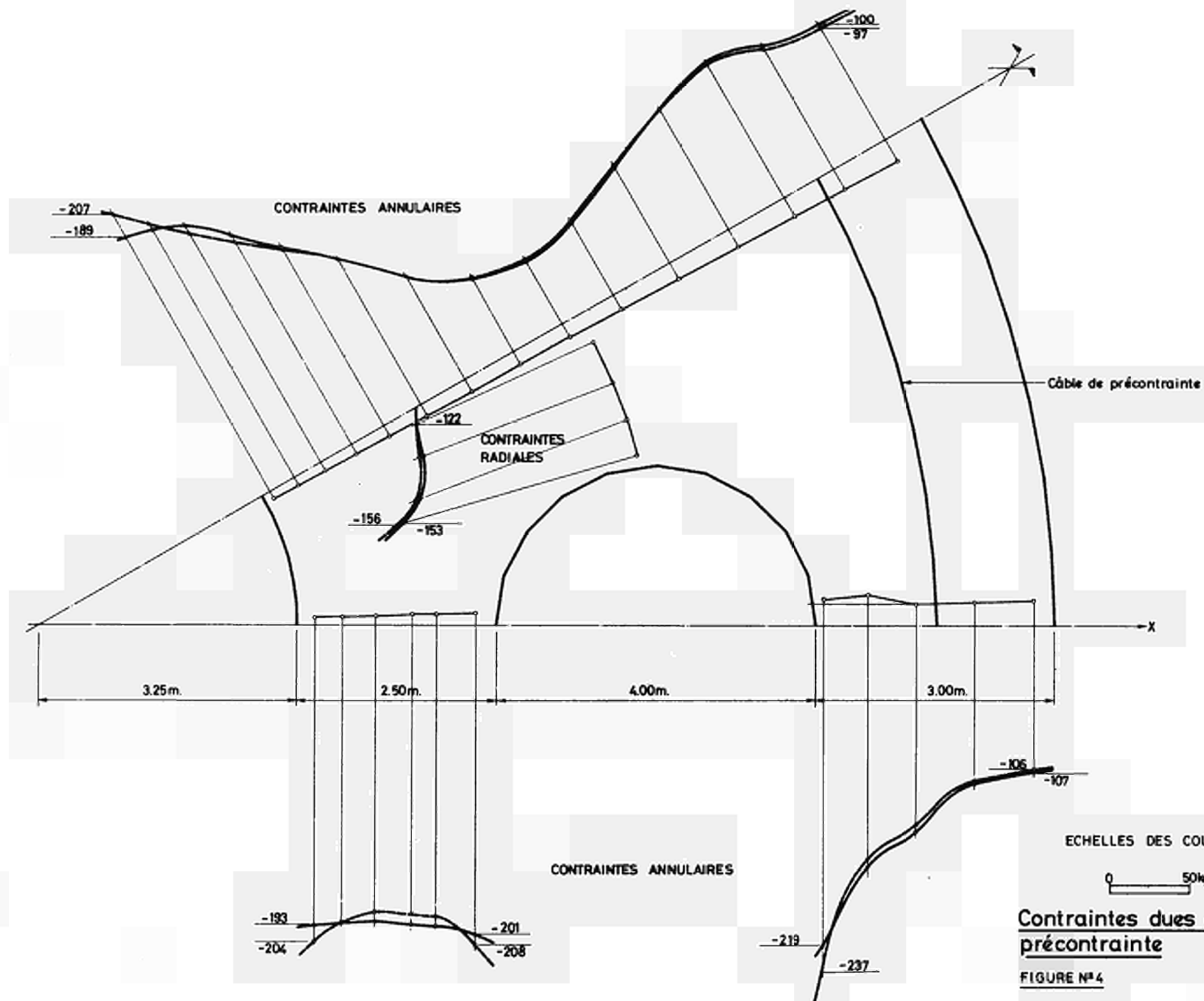
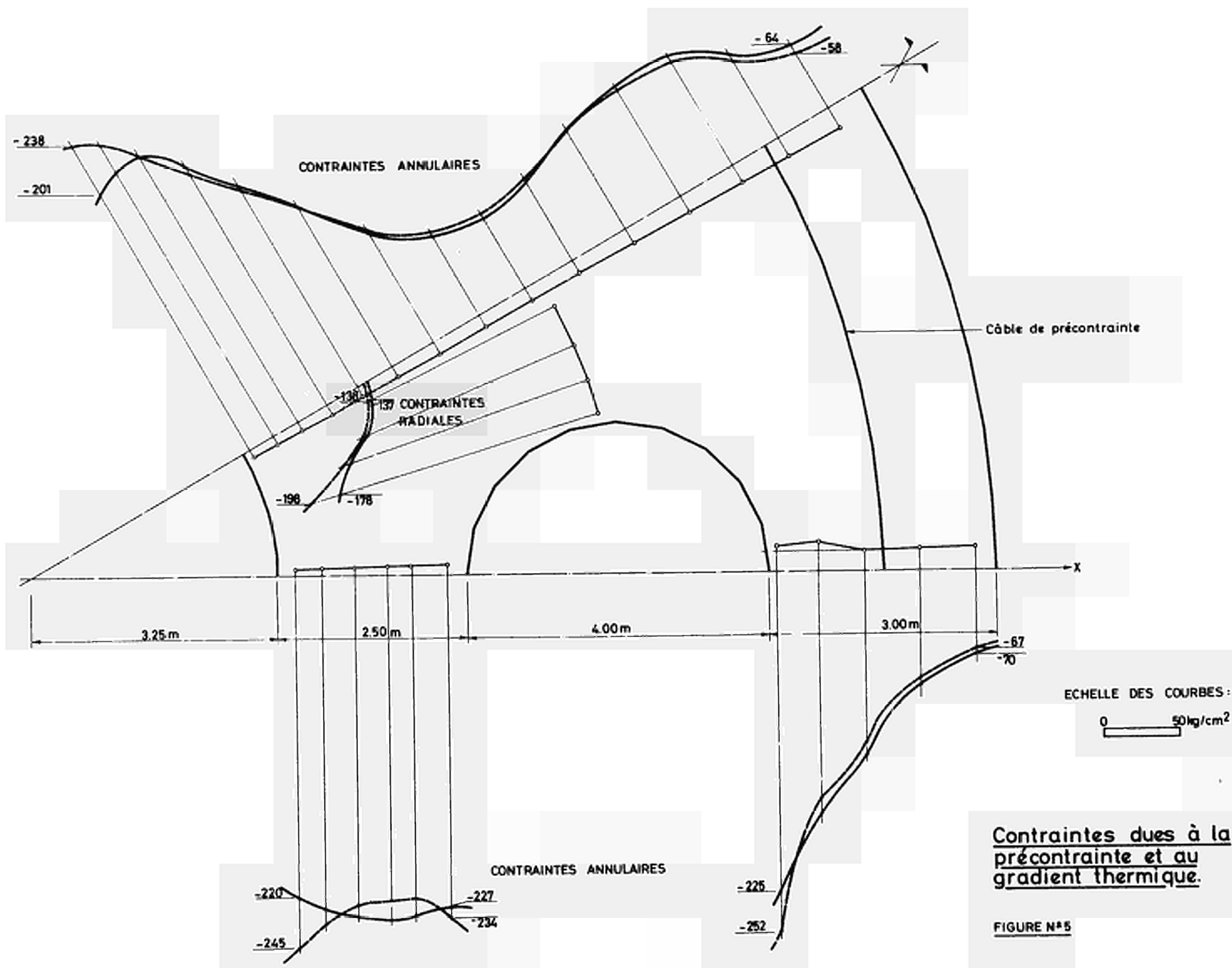
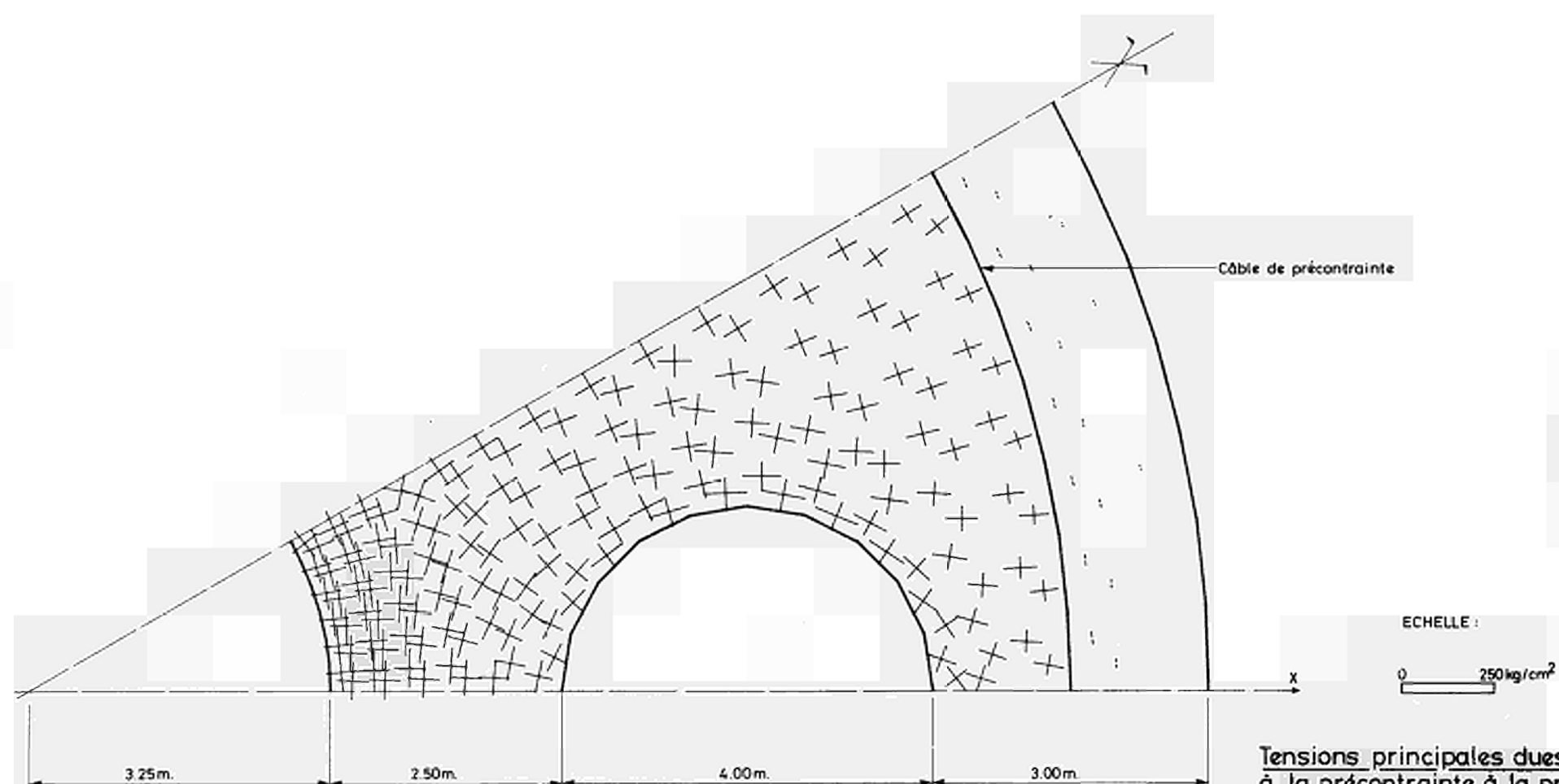


FIGURE N° 3

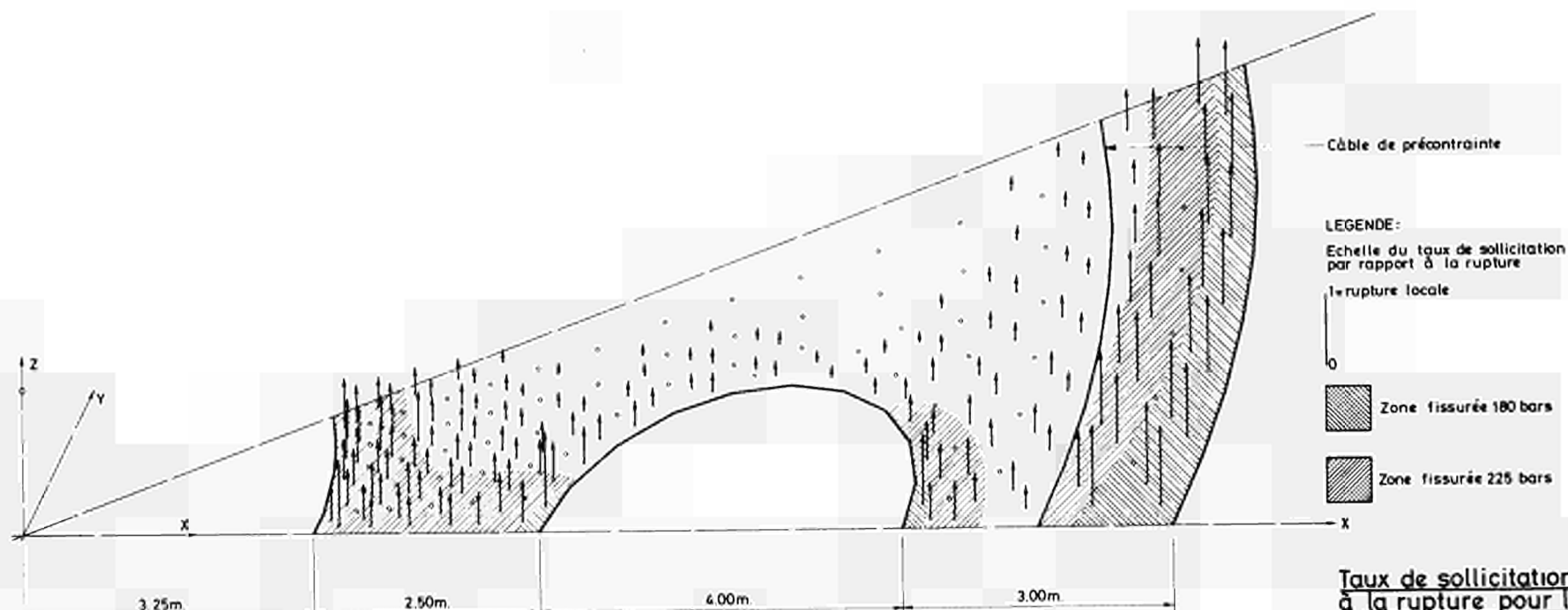






Tensions principales dues  
à la précontrainte, à la pres-  
sion de calcul et au gradient  
thermique.

FIGURE N°6



Taux de sollicitation par rapport à la rupture pour la pression de 180 bars

Zones fissurées lors d'une augmentation de pression de 180 et de 225 bars.

FIGURE N°7

Diskussion - Discussion - Discussione - Beraadslaging

19. 11. 1969

(no. 23, 24, 25, 26a)

HUERGO - Soc. de Traction et d'Electricité: Monsieur le Professeur Zienkiewicz a présenté un modèle rhéologique pour le béton qui consiste en l'accouplement en série de n corps de Kelvin. Les paramètres caractéristiques varient avec la température.

Je voudrais savoir:

1. Quelle est la méthode suivie pour déterminer ces paramètres?  
Notamment la viscosité structurale.
2. Est-ce que l'évolution de cette viscosité suit la loi rhéologique d'Ostwald?

Prof. ZIENKIEWICZ - University of Wales: The answer to this question is difficult. Some early experiments by England and Ross show an effective viscosity variation which is inversely proportional to temperature in <sup>o</sup> centigrade over quite a wide range. More experimental data are needed here urgently.

WASSENAAR - N.V. Gemeenschapp: I would like to make some remarks, when comparing concrete pressure vessels with steel vessels. Reactor pressure vessels in steel are normally designed and fabricated according to the well-known ASME-code, section 3 (nuclear vessels). These codes require steady state analysis and calculations, a study of the transients and a very extensive quality control programme. Well-known are the welding procedure qualification tests and the welders performance tests. Now I wonder in which way the manufacturers of prestressed concrete pressure vessels make sure that they really get in practice the quality of their product in accordance with their specifications, or don't they have any specifications? Secondly, are there really good

methods to follow and assure quality control during the fabricational work, others than the well-known testing of cubicals after 28 days? I know that it is a very costly operation to remove a faulty concrete layer, especially after those 28 days. Will anybody try to explain that the deviation from the specification is not worth while talking about. Thirdly, I would like to remark that much attention is paid to periodical inspection. The authorities ask for inside inspection and inspection on the outer side as well every two, four or eight years as far as steel vessels are concerned. Will the arguments taken from laboratory experiments be good enough to convince the authorities that after a ten years operational period the vessel is still as well as a new one. I am in this case especially thinking of fatigue and corrosion of the tendons and of the liners of the concrete pressure vessels. Maybe one of the English or French participants of the conference can give an answer to these questions. Thank you.

MONNIER - TNO: Would anyone like to comment on this?

DAVIDSON - UKAEA: I just take up as challenge of the last speaker and ask him to be good enough to read and study the enormous amount of material which has been published dealing with the very subjects which he is questioning. I don't think I need say any more on this subject. But I would like to ask Prof. Zienkiewicz a question, if I might. I was very interested in his description of a method of calculating a cracked structure and we have found from our experiments that a crack is of course incapable for transferring tension, but can certainly transfer very appreciable quantities of shear and this may have a significant effect on the structural behaviour. Could he say whether his method is capable of taking this fact into account.

Prof. ZIENKIEWICZ - University of Wales: The answer is in principle, yes. I say 'in principle' as in the analysis shown an increasing load was followed. Thus opening of the cracks which occurs prevents also the transmission of shear stresses in our opinion.

However, on load reversal cracks can close and limited shear can be transmitted. Such materials are considered in computer programs developed by us for the field of rock mechanics (where sometimes initial laminations is also present), but so far have not been used in context of prestressed vessels.

KINKEAD - Dragon Project: My comments are on Dr. Grieger's paper. I would like to know, if the details of the example, the thick-walled pipe junction including the full dimensions and stresses can be found in one of the 37 references (I haven't had time to read through), or if not, where I could find those details. I think actually that the first figure did not correspond in its terminology to the slide that was shown and in case anybody is getting confused about it I think there is a typographical error in the notations on that figure. With regard to Dr. Hussain Khan's contribution, I was extremely interested to see again a case of a pod wall vessel, being applied to a fast gas-cooled direct cycle reactor and I would like to know, (I could not see from the slide the limiting concrete temperatures in the turbine pod lining), what the thermal insulation is supposed to cope with in terms of maximum reactor outlet temperature on that design.

HUSSAIN-KHAN - Bonnard & Gardel: The Swiss Federal Institute is planning to have an insulation in the turbine cavity also, and the temperature gradient is just  $20^{\circ}$  in the concrete.

Prof. ZIENKIEWICZ - University of Wales: I was interested in the contribution of Dr. Brandes and some of the points he made in his conclusions, where he showed certain essential developments. One of these concerns the computational diffi-



cultie experienced with large (Boolean) matrices. While some present systems still use this outdated procedure much simpler processes of direct assembly and direct solutions are used in modern computer systems (such as FESS and FINESSE developed at the Speaker's Institution) Iterative solution methods are in general less economical.

The second point concerns possible use of Laplace transforms in creep solutions. For certain simple cases of linear visco-elasticity of homogeneous structures great computer savings can thus be achieved by even a single quasi-elastic solution. This is described in my Finite Element text (The Finite Element Method. McGraw-Hill 1967).

Nevertheless, the usual complexity introduced by non-homogeneity and non-linearities present due to variation of creep properties with temperature necessitate often the tedious and costly step by step procedure.

BRANDES - BAM: Wir versuchen, mit Laplace-Transformationen Vereinfachungen zu erreichen für den Fall, daß der ganze Behälter in einem Zug betoniert wird; andernfalls wird die Sache relativ schwierig.

Die Monte-Carlo-Methode für die Inversion von Matrizen ist zwar schon länger bekannt, bisher aber noch nicht in dem zuvor erwähnten Rahmen angewendet worden. In den meisten Fällen wird diese Methode auch zu viel Rechenzeit verlangen. Sie werden aber sicher Fälle finden, in denen die Monte-Carlo-Methode zur zeilenweisen Matrizeninversion billiger und schneller ist als die üblichen Iterations-Methoden. Die Verwendbarkeit dieser Methode hängt auch von dem verfügbaren Computer und dessen Betriebs-System ab.

- Sechster Teil : Grundlegende thermische, technologische  
und Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen.
- Part Six : Basic research into thermal, technolo-  
gical and economic aspects.
- Sixième Section : Etudes de base, thermiques, technologiques  
et économiques.
- Sesta parte : Ricerche fondamentali termiche e  
tecnologiche, e studi economici.
- Zesde deel : Basisonderzoek betreffende de thermische,  
technologische en economische aspecten.



Introduction à la 6e section du 20.11.69

P. Fernet, Euratom.- Je voudrais introduire le président de notre séance de ce matin, qui est le Mr. Walker, Conseiller technique à la Darlington Chemicals, qui a bien voulu accepter de présider nos travaux de la 6e section.

Mr. Walker, Darlington Chemicals - Chairman.-

Gentlemen,

I would first welcome you to this sixth session. My remarks will be very brief because we must do everything possible to adhere strictly to the timetable and there is a very full programme ahead of us. Thermal insulation is a very important subject and the morning session deals with its fundamental aspects. There are five papers listed for presentation in this session, but in addition we wish to present a paper submitted by Mr. Aranovitch and others of the Ispra Research Establishment. No preprints of this paper are available because this work at Ispra is so recent that they did not think they would have sufficient information to put together a paper in time for the conference. The paper outlines the facilities which have been or are being developed at Ispra for research into fundamental aspects of insulation. It is therefore particularly appropriate to this conference and we are grateful to Mr. Aranovitch who will be presenting the paper. The Ispra submission will follow paper n° 31. We have also a request from M. Lecusan of Quartz-et-Silice who asked to make a contribution or communication. It is proposed that he should have five minutes also after the paper by Dr. Furber. Mr. Hutton of Delaney Gallay has also asked to have the opportunity to present some information on the insulation problems at Hinkley Point. It may be convenient for him to follow M. Lecusan and speak for five minutes. There will then be a period of about twenty minutes for discussion of the morning session papers. After the discussion it is proposed to present a film on natural convection in fibrous insulants prepared and submitted by Soc. Bertin & Cie. This is a silent film but a commentary will be given by M. Pirovano who is also presenting the first paper of this morning session.



ECHANGES DE CHALEUR PAR CONVECTION NATURELLE  
EN MILIEU POREUX

R. GROSSIN, M. JANNOT  
P. MICHEAU, A. PIROVANO  
Société Bertin et Cie, Paris

S. KLARSFELD  
Compagnie de Sain-Gobain, Paris

N° 27

La technique actuelle des caissons en béton précontraint nécessite l'utilisation d'une isolation thermique. Celles utilisées actuellement sont toutes des milieux hétérogènes : isolants à structure désordonnée (béton de ponce, matériaux pulvérulents), isolants cellulaires métalliques, isolants fibreux (fibres minérales ou métalliques).

Placé à l'intérieur du caisson du réacteur, l'isolant thermique est, en général, baigné par le fluide caloporteur. La densité élevée de ce fluide peut rendre les phénomènes de convection naturelle intenses, et prépondérants dans la transmission de la chaleur à travers la structure calorifuge.

Le transport de chaleur par convection naturelle dans un isolant métallique cellulaire résulte de la superposition de mouvements dans chaque cellule et d'un mouvement global dans l'ensemble du calorifuge qui peut, pour ce mouvement global, être assimilé à un milieu poreux homogène si ses dimensions sont grandes devant celles des cellules élémentaires [1]. Il en est de même des calorifuges à structure poreuse ou fibreuse, subdivisés ou non en cellules élémentaires, non étanches, par des cloisons métalliques.

La connaissance du transfert de chaleur associé à la convection naturelle d'un fluide dans un milieu poreux homogène est donc essentielle pour concevoir des isolants à hautes performances. L'EURATOM a confié, en Janvier 1967, à la Société BERTIN et Cie et à la Compagnie de SAINT-GOBAIN, une étude générale de ce phénomène mal connu.

La recherche entreprise comporte trois parties :

- une étude théorique ;
- une vérification expérimentale par des méthodes optiques sur un milieu poreux constitué de laine de verre et d'un liquide organique ;
- une vérification finale par des mesures thermiques dans des conditions d'expérience proches de celles rencontrées dans les réacteurs.

Les résultats des deux premières parties, déjà présentés en Novembre 1967 [2] et en Octobre 1968 [3], sont brièvement rappelés ici. La troisième partie fait l'objet de cette communication à la fin de laquelle on présente la synthèse des résultats obtenus.

# RAPPEL THEORIQUE

On étudie la convection naturelle dans un milieu poreux, constitué d'une matrice solide homogène baignée par un fluide interstitiel, contenu dans une cellule parallélépipédique étanche dont deux faces verticales parallèles sont portées à des températures différentes  $T_1$  et  $T_0$  ( $T_1 > T_0$ ). La distance entre ces faces est l'épaisseur  $d$ , celle entre les parois horizontales, isolées thermiquement, la hauteur  $l$ . La profondeur  $c$  est considérée comme infinie. Le problème à traiter est bidimensionnel.

On veut déterminer les champs de vitesse et de température dans ce milieu et la conductibilité apparente moyenne  $\lambda_a$  de la cellule :

$$\lambda_a = \frac{q \cdot d}{T_1 - T_0} \quad (1)$$

$q$  étant le flux de chaleur moyen qui traverse les parois isothermes par unité de surface.

Compte tenu d'hypothèses qui peuvent être vérifiées expérimentalement ou par le calcul (écoulement suivant la loi de Darcy, égalité des températures moyennes au voisinage d'un point du solide et du fluide, etc.), la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans un volume élémentaire impose que :

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho \cdot v)}{\partial y} &= 0 \\ u &= \frac{1}{\mu \cdot \varepsilon} \cdot \left[ k_{xx} \cdot \left( -\frac{\partial p}{\partial x} + (\rho \cdot g) \right) + k_{xy} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\ v &= \frac{1}{\mu \cdot \varepsilon} \cdot \left[ k_{yx} \cdot \left( -\frac{\partial p}{\partial x} + (\rho \cdot g) \right) + k_{yy} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\ \varepsilon \cdot \left[ u \cdot \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot c_p \cdot T) + v \cdot \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot c_p \cdot T) \right] &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \bar{\lambda} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( \bar{\lambda} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (2)$$



avec :

$$\xi, K = \begin{vmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{vmatrix} : \text{porosité et perméabilité tensorielle de la matrice solide,}$$

$\rho, \mu, C_p$  : masse spécifique, viscosité dynamique et chaleur spécifique du fluide interstitiel,

$p, u, v$  : pression et composantes de la vitesse du fluide interstitiel au voisinage d'un point,

$g$  : accélération de la pesanteur,

$\lambda$  : conductibilité thermique, supposée isotrope, de la matrice solide en présence de fluide interstitiel immobile,

$x, y$  : coordonnées suivant deux axes, vertical et horizontal ayant leurs origines au sommet de la paroi froide ( $T_0$ ).

En supposant que la masse spécifique du fluide varie suivant la loi  $\rho = \rho_0 \cdot (1 - \beta(T - T_0))$ , que ses autres caractéristiques sont constantes et que la perméabilité du solide est isotrope, on constate, en rendant adimensionnelles les équations du système (2), que les seuls paramètres intervenant sont un nombre de Rayleigh de filtration  $Ra^*$  et un facteur de forme  $A$ . En rendant adimensionnelles les conditions aux limites, on introduit un nombre de Nusselt  $Nu$  lié à la densité de flux de chaleur à la paroi froide.

Un programme de calcul a été mis au point pour résoudre numériquement le système (2), aussi bien dans le cas milieu isotrope-fluide à caractéristiques constantes que dans le cas général. Il permet, dans un domaine de fonctionnement donné, de calculer les composantes de la vitesse de fluide et de la température moyenne du milieu poreux en chaque point. Il est aisé de déduire de ces résultats les composantes du gradient thermique en chaque point, ainsi que les valeurs de la densité de flux de chaleur locale  $q_x$  et moyenne  $q$  à une paroi verticale.

Pour ordonner les résultats de nombreux calculs effectués pour un large éventail de variation des différentes variables ( $l$ ,  $d$ ,  $K$ ,  $\bar{\lambda}$ ,  $T_1$ ,  $T_0$ , nature du fluide) on a choisi de caractériser chaque cas par le nombre de Rayleigh de filtration  $Ra^*_d$  :

$$Ra^*_d = \frac{g \cdot \beta \cdot l^2 \cdot (T_1 - T_0) \cdot K \cdot d}{\mu^2} \cdot \frac{1}{Pr} \quad (3)$$

l'allongement  $A$  :

$$A = \frac{l}{d} \quad (4)$$

et le nombre de Nusselt  $Nu_d$  :

$$Nu_d = \frac{q \cdot d}{(T_1 - T_0) \cdot \bar{\lambda}} = \frac{\lambda_a}{\bar{\lambda}} \quad (5)$$

$\beta$  est le coefficient de dilatation cubique du fluide et  $Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\bar{\lambda}}$

L'examen des résultats de calcul montre l'existence possible de deux régimes d'écoulement convectif :

- un régime dit "asymptotique" où les isothermes sont parallèles aux parois chaude ( $T_1$ ) et froide ( $T_0$ ) et où le transfert de chaleur se calcule simplement par la loi de Fourier, bien que le fluide soit en mouvement ;

- un régime dit "à couches limites séparées" où le mouvement du fluide provoque une augmentation notable du transfert de chaleur en même temps que l'apparition de couches limites thermiques et dynamiques localisées au voisinage des parois.

#### EXPERIENCES OPTIQUES

De nombreuses expériences ont été effectuées sur des cellules emplies d'un milieu poreux constitué de laine de verre et d'un liquide organique de même indice de réfraction. Ce procédé, qui a l'avantage de rendre le milieu transparent, a permis de vérifier la validité des profils de vitesse, de température et de gradient thermique calculés

pour les deux régimes d'écoulement. Des exemples de comparaison ont été présentés, en 1968, au colloque sur les réacteurs poussés et à haute température refroidis par un gaz [3] .

Ce type d'expérience, précieux pour vérifier l'allure générale de l'écoulement, n'a pas permis d'effectuer des mesures précises à la paroi ni d'atteindre le transfert de chaleur global à travers la cellule. Pour cette raison, une deuxième série d'expériences a été entreprise dans des conditions différentes.

#### EXPERIENCES THERMIQUES

Dans la deuxième série d'expériences, réalisée dans des conditions voisines de celles rencontrées dans les réacteurs, trois grandeurs ont fait l'objet de mesures qui ont été comparées aux résultats des calculs numériques :

- la densité de flux de chaleur locale  $q_x$  à la paroi froide,
- le transfert global de chaleur caractérisé par une conductibilité thermique apparente moyenne  $\lambda_a$ ,
- les températures locales  $T$  dans le milieu.

#### Dispositif expérimental

La cellule d'expérience, représentée schématiquement sur la figure 1, a les dimensions suivantes :

$$l = 0,48 \text{ m} ; \quad o = 0,40 \text{ m} ; \quad 0,02 \leq d \leq 0,15 \text{ m}$$

Les densités de flux de chaleur locales sont mesurées à l'aide de 11 fluxmètres placés dans la paroi froide : leurs sensibilités et leurs espacements ont été choisis à partir de l'évolution calculée de la densité de flux en fonction de l'altitude.

Le transfert global de chaleur est calculé par sommation des flux élémentaires relatifs aux zones comprises autour de chacun des fluxmètres. On obtient :

$$Q = 1 . c . q = \sum_1^{11} q_{x_i} . c . \Delta x_i \quad (6)$$

avec :

$q_{x_i}$  : densité de flux locale mesurée par le fluxmètre i

$\Delta x_i$  : hauteur de cellule intéressée par le fluxmètre i

On a vérifié que la substitution d'une somme de valeurs discrètes à l'intégrale de la densité de flux se traduit par une erreur par défaut inférieure à 8 %.

La température du milieu poreux est mesurée localement par 63 thermocouples en chromel-alumel de diamètre 0,3 mm. La cellule contient, dans le sens de l'épaisseur 8 matelas de laine de verre d'égale épaisseur entre lesquels ces thermocouples sont placés de telle façon que, de part et d'autre de la jonction, les fils se trouvent dans une zone isotherme. En outre, des thermocouples, insérés entre le milieu poreux et les parois horizontales supérieure et inférieure, permettent de définir, pour chaque expérience, les conditions limites exactes sur ces parois.

### Résultats

De nombreuses expériences ont été réalisées sur des cellules dont les faces isothermes ont pris différentes orientations par rapport à la direction du champ de la pesanteur. L'ensemble des résultats sera présenté dans le compte-rendu final de l'étude qui sera remis prochainement à EURATOM ; on se limite, ici, à ceux relatifs aux cellules verticales. Pour celles-ci, le domaine exploré est le suivant :

Milieu poreux	Matrice solide : laine de verre	$0,97 \leq \varepsilon \leq 0,99$ $0,46 \cdot 10^{-10} \leq k_{xx} \leq 0,85 \cdot 10^{-8}$ $0,20 \cdot 10^{-10} \leq k_{yy} \leq 0,30 \cdot 10^{-8}$
	Fluide interstitiel : Air, He ou CO <sub>2</sub>	$1 \leq p \leq 44$ bars
Allongement de la cellule		$3 \leq A \leq 24$
Conditions limites		$9 \leq T_0 \leq 18^\circ \text{ C}$ $36 \leq T_1 \leq 295^\circ \text{ C}$

Ces expériences confirment l'existence des deux régimes d'écoulement : "asymptotique" et "à couches limites séparées".

Les valeurs mesurées de la densité de flux de chaleur locale  $q_x$  à la paroi froide sont voisines de celles calculées (figures 2 et 3). En régime asymptotique (figure 2), la densité de flux est constante sur toute la hauteur de la cellule ; en régime à couches limites séparées, elle décroît du haut vers le bas de la paroi froide. Les irrégularités des courbes expérimentales sont dues à des hétérogénéités locales de la laine de verre.

A titre d'exemple, le flux global calculé par intégration des courbes de densité de flux est de :

14,8 Watts pour la courbe expérimentale

17,7 Watts pour la courbe calculée

ce qui représente une différence relative de 16 %.

Le programme de résolution numérique des équations permet d'obtenir la température du milieu poreux au centre de chacune des 400 mailles de calcul. Les thermocouples inclus dans la laine de verre fournissent une carte de températures discrètes comportant 80 mailles. A partir de ces deux tableaux de valeurs, les zones isothermes sont tracées par un programme d'interpolation. Sur les cartes obtenues (figure 4),

chaque zone caractérisée par un chiffre correspond à un intervalle de température :

$$\text{Zone 1 } T_0 + 0,05. (T_1 - T_0) < T < T_0 + 0,15. (T_1 - T_0)$$

$$\text{Zone 3 } T_0 + 0,25. (T_1 - T_0) < T < T_0 + 0,35. (T_1 - T_0)$$

$$\text{Zone 5 } T_0 + 0,45. (T_1 - T_0) < T < T_0 + 0,55. (T_1 - T_0)$$

$$\text{Zone 7 } T_0 + 0,65. (T_1 - T_0) < T < T_0 + 0,75. (T_1 - T_0)$$

$$\text{Zone 9 } T_0 + 0,85. (T_1 - T_0) < T < T_0 + 0,95. (T_1 - T_0)$$

Sur la figure 4, la comparaison, présentée sous cette forme, des cartes expérimentales et théoriques pour une série d'expériences passant progressivement du régime asymptotique au régime à couches limites totalement séparées, montre que la concordance est tout à fait satisfaisante.

## SYNTHESE DES RESULTATS

Les résultats des expériences optiques et thermiques et ceux des calculs numériques forment un ensemble cohérent. La validité du modèle mathématique étant ainsi vérifiée, on peut, pour un cas d'application donné, où de nombreuses conditions ( $l$ ,  $T_1$ ,  $T_0$ , nature et pression du fluide) sont fixées, calculer à l'aide du programme de résolution numérique, la quantité de chaleur globale qui traverse la calorifuge et la loi de variation de la densité de flux à la paroi froide en fonction de l'altitude, en prenant comme paramètres la perméabilité  $K$  du matériau à utiliser et l'épaisseur  $d$  du calorifuge.

Il est cependant intéressant de pouvoir, plus rapidement, pour une pré-étude, estimer le comportement d'une isolation donnée. Dans ce but, l'ensemble des résultats expérimentaux et des calculs numériques a été rassemblé en une formulation simple qui permet des prévisions approchées.

### Matrice solide isotrope, fluide à propriétés physiques constantes

Nous avons vu que, dans ces conditions, le transfert de chaleur, caractérisé par un nombre de Nusselt, ne dépend que de deux paramètres : le nombre de Rayleigh de filtration et l'allongement de la cellule. Il peut être calculé par les expressions suivantes :

$$\boxed{Nu_d = 0,55 \cdot (Ra_d^* / A)^{0,5} \cdot th(0,575 \cdot A)} \quad (7)$$

$$\text{si } 0,55 \cdot (Ra_d^* / A)^{0,5} \cdot th(0,575 \cdot A) > 1$$

$$\boxed{Nu_d = 1} \quad (8)$$

$$\text{si } 0,55 \cdot (Ra_d^* / A)^{0,5} \cdot th(0,575 \cdot A) \leq 1$$

La relation (8) correspond au régime asymptotique, la relation (7) au régime à couches limites séparées. Le terme  $th(0,575 \cdot A)$  qui figure dans cette relation est égal à 1 (à moins de 1 % près) pour  $A > 3,5$ . Il n'a d'influence significative que pour les petits allongements.

Le domaine exploré à l'aide du programme de calcul pour établir les relations (7) et (8) est le suivant :

$$0,125 < A < 100$$

$$10^{-1} < \frac{Ra^*_d}{A} < 10^3$$

Dans ce même domaine, la loi de variation, en fonction de l'altitude, de la densité de flux de chaleur à la paroi froide est donnée par les relations suivantes :

$$q_x = 5,5 \cdot \frac{\bar{\lambda} \cdot (T_1 - T_0)}{d} \cdot \left[ \frac{Ra^*_d / A}{-\log (1-x/l)} \right]^{0,5} \cdot (1 - x/l) \quad (9)$$

si l'écoulement est à couches limites séparées,

$$q_x = \frac{\bar{\lambda} \cdot (T_1 - T_0)}{d} \quad (10)$$

si l'écoulement est asymptotique.

La relation (9), valable pour  $A > 3,5$ , s'applique aux allongements plus faibles en l'affectant du facteur correctif  $th (0,575 \cdot A)$ .

#### Matrice solide anisotrope, fluide à propriétés physiques variables.

Ce cas est beaucoup plus réaliste que le précédent : en effet, les matériaux fibreux présentent généralement des perméabilités différentes dans le sens correspondant à leur plan de fibrage et dans le sens perpendiculaire à ce plan ; le fluide dont la température varie de  $T_1$  à  $T_0$  ne peut plus être considéré comme ayant des propriétés physiques constantes dès que cet écart atteint quelques dizaines de degrés.

Si les perméabilités  $k_{xx}$  et  $k_{yy}$  ne diffèrent pas de plus d'un facteur 3, environ, les relations (7), (8), (9), et (10) rendent encore bien compte du transfert de chaleur, à condition de calculer  $Ra^*_d$  avec la perméabilité  $k_{xx}$  et les caractéristiques du milieu à la température  $T$



(comprise entre  $T_1$  et  $T_0$ ) qui rend le produit :

$$\frac{\beta \cdot e^2 \cdot c_p}{\bar{\lambda} \cdot \mu} \text{ minimal}$$

Dans ces conditions, le nombre de Nusselt a la signification suivante :

$$Nu_d = \frac{q \cdot d}{\int_{T_0}^{T_1} \bar{\lambda}(T) dT} \quad (11)$$

Les expériences thermiques réalisées avec une matrice solide constituée de laine de verre dont le plan de fibrage est parallèle aux faces isothermes correspondent à ce cas : le rapport entre les perméabilités mesurées dans le sens parallèle au plan de fibrage et dans le sens perpendiculaire varie de 1,05 à 2,3, l'écart de température  $T_1 - T_0$  varie de 25 à 300° C. La figure 5 montre la dispersion des points expérimentaux (interprétés avec les conventions énoncées ci-dessus) autour de la courbe correspondant aux expressions (7) et (8).

Il est vraisemblable que les relations établies s'appliquent encore, à condition de calculer les nombres de Rayleigh et de Nusselt comme on l'a indiqué ci-dessus, à des matériaux plus fortement anisotropes sous réserve que l'allongement soit suffisamment grand pour que les effets de bouts soient négligeables.

#### APPLICATION PRATIQUE

La prévision des performances d'une isolation thermique poreuse, à partir des relations établies dans cette étude, nécessite, en plus des données du problème à étudier, la connaissance des perméabilités  $k_{xx}$  et  $k_{yy}$  et de la conductibilité thermique  $\bar{\lambda}$  de la matrice solide baignée de fluide interstitiel sans mouvement.

Des expériences très simples permettent de mesurer les perméabilités dans les deux directions.

Le transfert de chaleur à travers un matériau poreux, résulte en l'absence de convection, de la conduction et du rayonnement infra-rouge à travers l'ensemble solide et fluide.

On peut montrer que ce transfert s'exprime simplement à l'aide d'une conductibilité  $\bar{\lambda}$  qui comprend à la fois conduction et rayonnement, à condition que l'épaisseur du calorifuge soit nettement supérieure à la profondeur de pénétration du rayonnement infra-rouge ; celle-ci, inverse du coefficient d'absorption, n'est pas supérieure au millimètre pour la plupart des produits courants.

La valeur de  $\bar{\lambda}(T)$  peut être représentée à l'aide d'une relation approchée qui a l'avantage de mettre en évidence les paramètres importants :

$$\bar{\lambda}(T) = \xi \cdot \lambda_f + \gamma \cdot (1 - \xi) \cdot \lambda_s + B \cdot \frac{T^3}{\rho_a} \quad (12)$$

où :

$\lambda_f$  : est la conductibilité propre du fluide,

$\lambda_s$  : celle du solide,

$\rho_a$  : la masse volumique apparente de la matrice solide.

Selon que la chaleur s'écoule parallèlement ou perpendiculairement au plan de fibrage, le schéma de conduction est plus proche du modèle parallèle ou du modèle série. C'est ce que traduit la quantité  $\gamma$  qui prend approximativement les valeurs suivantes :

$$\lambda_{\perp} \rightarrow \gamma \simeq 0,5 \quad \lambda_{\parallel} \rightarrow \gamma \simeq 1$$

En toute rigueur, la terme  $\gamma$  dépend de nombreux facteurs tels que : nature du fibrage, contraintes mécaniques, ensimage, etc.

Compte-tenu de cette schématisation, quelques mesures de  $\bar{\lambda}(T)$  permettent de définir la valeur de la constante B pour un produit donné et de calculer alors  $\bar{\lambda}(T)$  de ce produit pour n'importe quelles conditions de température et de densité apparente.

## CONCLUSION

L'étude effectuée a permis d'établir une théorie très complète des écoulements de convection naturelle et des transferts de chaleur dans les milieux poreux.

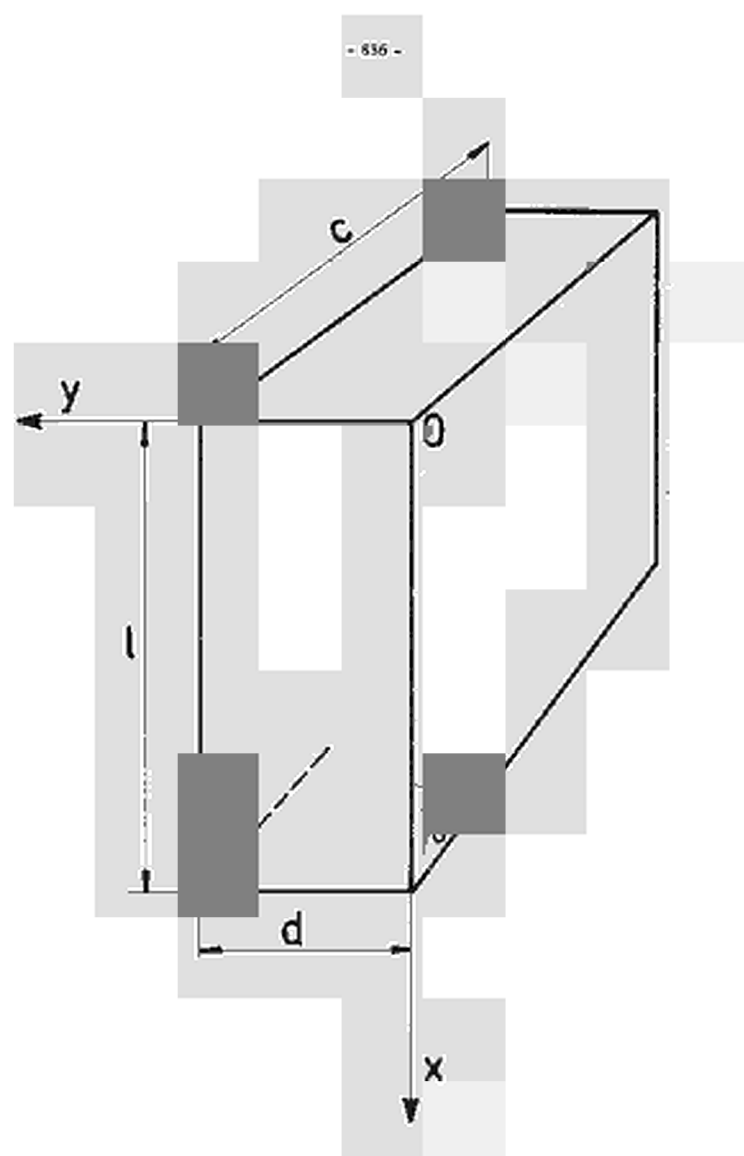
Certaines méthodes de mesure mises au point par la Société BERTIN et Cie et la Compagnie de SAINT-GOBAIN peuvent s'appliquer à d'autres recherches.

Dans un réacteur, le calorifuge est soumis à des conditions aux limites bien définies sur sa face en contact avec la peau d'étanchéité (paroi isotherme étanche) mais plus complexes sur sa face en contact avec le fluide caloporteur (paroi non étanche, fluide en mouvement). Pour sérier les difficultés, nous avons étudié, dans une première étape, la convection naturelle dans un milieu poreux contenu dans une cellule étanche.

La Société BERTIN et Cie va entreprendre maintenant l'étude de l'interaction dans un calorifuge des mouvements de fluide dus à la convection naturelle et de ceux résultant de l'écoulement du fluide caloporteur devant la face chaude perméable. Elle dispose en outre d'une installation d'essais permettant de tester, à grande échelle, des isolations thermiques avec écoulement forcé du fluide caloporteur ; cette installation est décrite dans une des communications suivantes.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ 1 ] DAVIDSON J. , The heat behaviour of metallic foil insulation  
in high pressure gas, Symp. High Pressure Gas as a Heat Medium,  
Inst. Mech. Engr. , London, 9.10 Mars 1967.
  
- [ 2 ] MICHEAU P. , GROSSIN R. , et KLARSFELD S. , Convection naturelle  
en milieu fibreux, Réunion d'information sur les travaux relatifs  
aux cuves de réacteurs en béton précontraint et à leur isolation,  
EURATOM, Bruxelles, 7 - 8 Novembre 1967.
  
- [ 3 ] G. NORDCHELLES-REGNIER et al., Recherches récentes effectuées en  
France sur l'isolation thermique des réacteurs nucléaires,  
Colloque sur les réacteurs poussés et à haute température refroidis  
par un gaz, A.I.E.A., Juliers, 21 - 25 Octobre 1968.



re 1.

nental

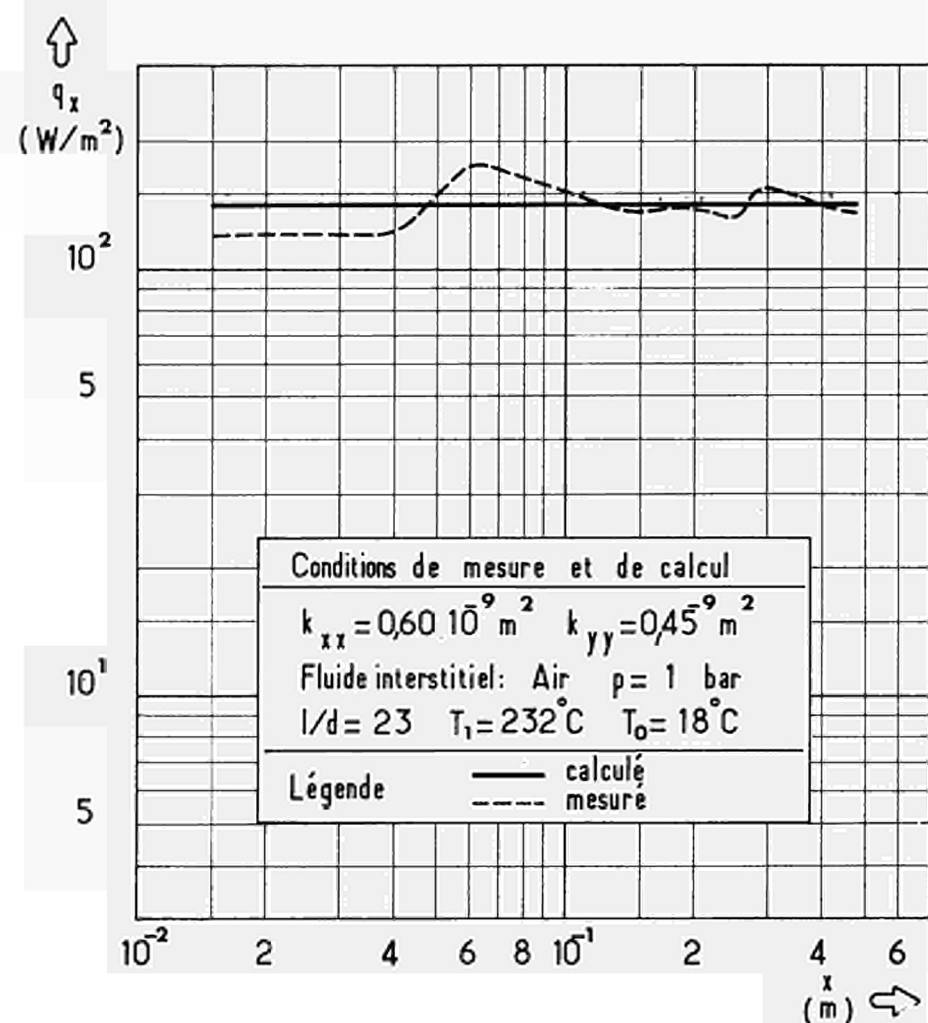


figure 2. Evolution de la densité de flux locale en fonction de l'altitude (régime asymptotique)

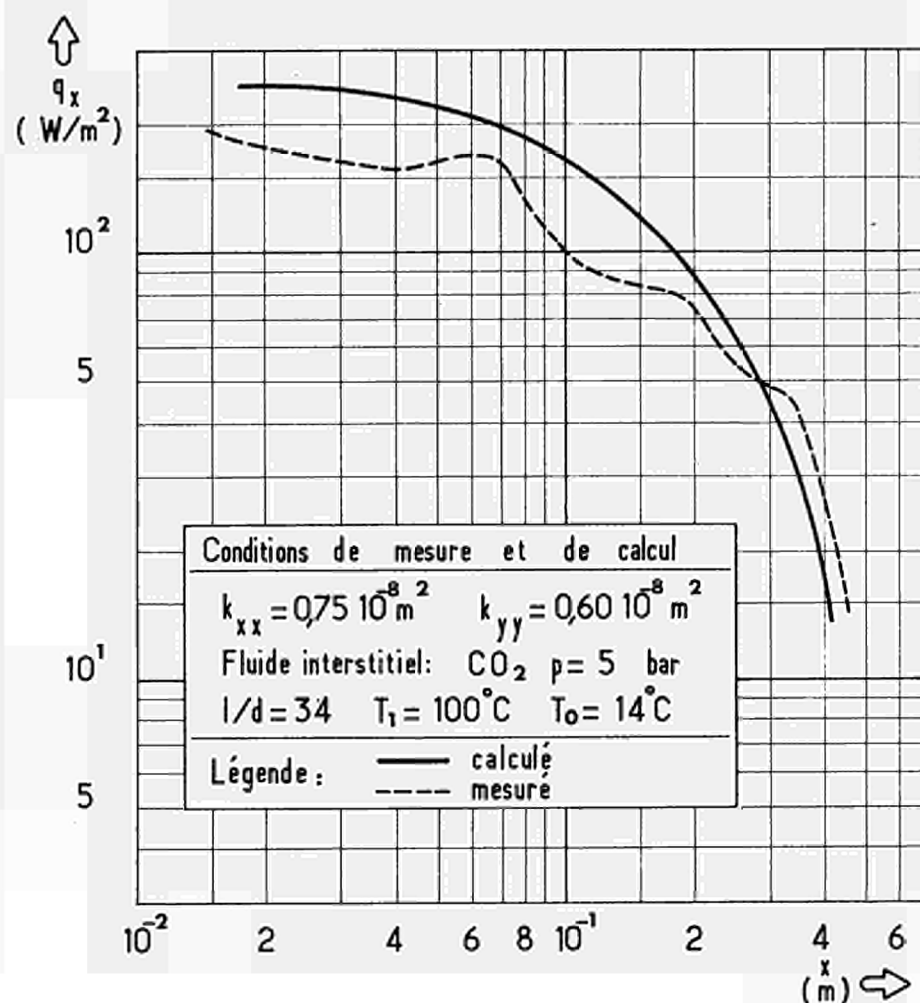


figure 3. Evolution de la densité de flux locale en fonction de l'altitude (régime à couches limites séparées)








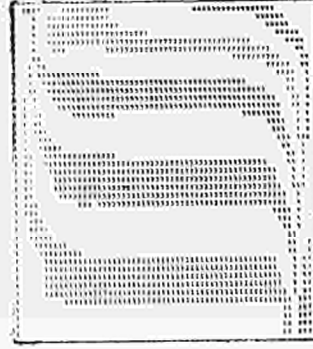
Conditions	Calcul	Expérience
$k_{xx} = 0,68 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $k_{yy} = 0,29 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $\text{CO}_2 \quad p = 1,0 \text{ bar}$ $1/d = 6$ $T_1 = 39^\circ \text{C} \quad T_0 = 7^\circ \text{C}$		
$k_{xx} = 0,68 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $k_{yy} = 0,29 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $\text{CO}_2 \quad p = 10,0 \text{ bars}$ $1/d = 6$ $T_1 = 41^\circ \text{C} \quad T_0 = 9^\circ \text{C}$		
$k_{xx} = 0,68 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $k_{yy} = 0,29 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $\text{CO}_2 \quad p = 20,5 \text{ bars}$ $1/d = 6$ $T_1 = 40^\circ \text{C} \quad T_0 = 8^\circ \text{C}$		
$k_{xx} = 0,68 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $k_{yy} = 0,29 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$ $\text{CO}_2 \quad p = 44,0 \text{ bars}$ $1/d = 6$ $T_1 = 40^\circ \text{C} \quad T_0 = 8^\circ \text{C}$		

Figure 4 - Comparaison des cartes de température calculées et mesurées.

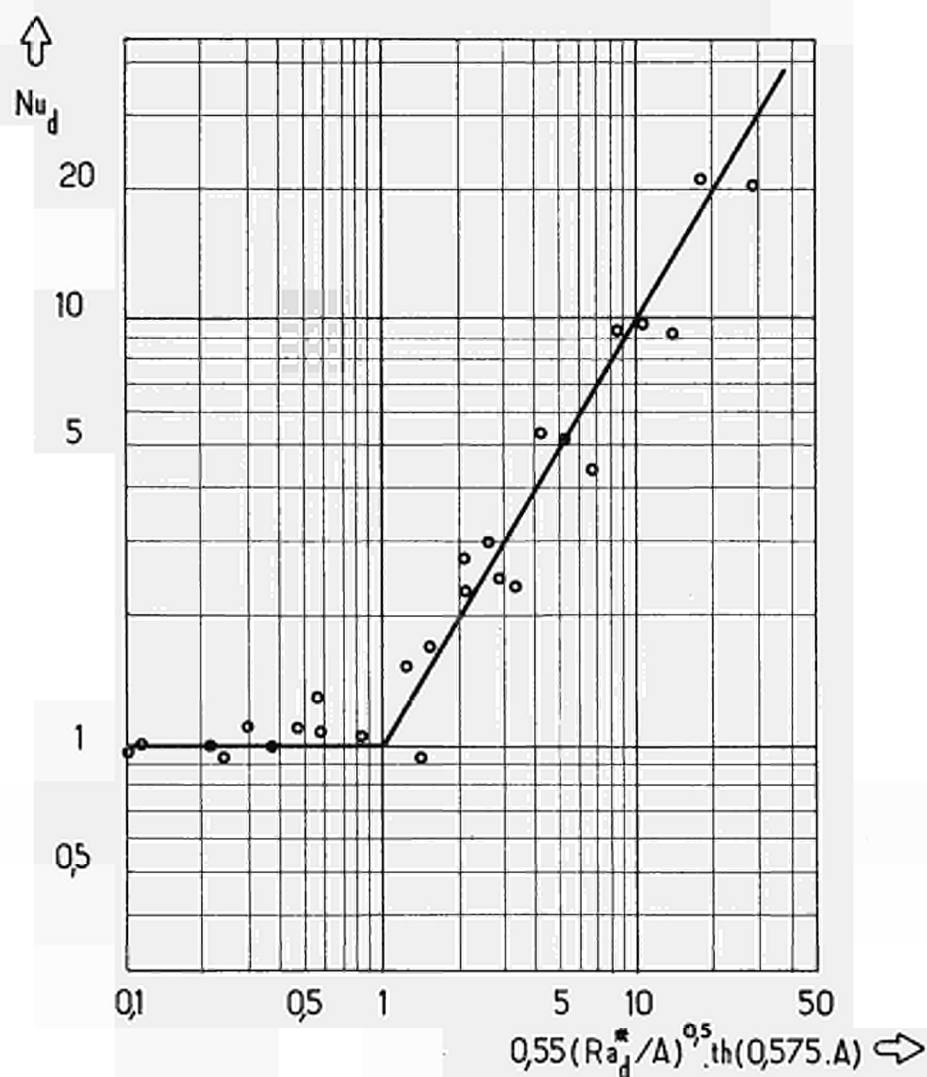


figure 5. Comparaison des résultats des expériences thermiques aux résultats des calculs numériques





THE THERMAL PERFORMANCE OF POROUS INSULANTS  
IN A HIGH PRESSURE GAS ENVIRONMENT

B.N. FURBER  
and  
J. DAVIDSON

The Nuclear Power Group Limited,  
Knutsford, England.

N° 28

## 1 Introduction

The use of concrete pressure vessels for gas-cooled reactor systems has demanded the development of thermal insulation systems capable of working in high pressure gas environments. Given the chemical and metallurgical restrictions placed on coolant circuit contamination by the use of magnox clad fuel, it has been British practice, to date, to use insulation systems of the stainless steel foil type.

With the advent, however, of the AGR (Ref 1) and HTR reactor systems, the fuel cladding used therein has so changed coolant circuit contamination requirements, that it has now become possible to consider many other insulants, previously considered unsuitable, in an endeavour to produce a cheaper and more satisfactory thermal insulation.

The majority of the materials suitable for use as insulants in the AGR and HTR systems are porous, of a fibrous or granular structure through which gas movement can occur. It is to be expected that, in high pressure gas systems, if any movement of gas within the insulation takes place, (movement that need only be of the order of a few metres per hour), then a deterioration of thermal performance and the possible generation of hot spots on the inner steel lining of the vessel will result. As main contractors for the Oldbury Power Station (Ref 2), The Nuclear Power Group Limited had studied the effects of gas movement through insulation of the stainless steel foil type (Ref 3, 4 and 5). The flow characteristics of the feasible materials for AGR and HTR systems are, however, so different from those of the foil type insulation, that radically different behaviour under natural or forced convection conditions can occur. (Ref 6, 7 and 8).

With these considerations in mind, The Nuclear Power Group Limited instituted a programme of work, in order to establish the thermal performance of isotropic, or near isotropic insulants, in high pressure gas systems.

This work forms the basis of the present paper.

It will be realised that many factors must be considered in the choice of the insulant to be used in a reactor environment. This paper is limited to the thermal performance of isotropic insulation alone and does not attempt to recommend the use of any particular material.

## 2 Nomenclature

A	Constant defined in Section 3.5
B	Permeability
C	Sutherland's constant (equation 4.6)
$c_p$	Specific heat of gas
d	Equivalent diameter of a flow passage within the fibres
D	pack thickness

f	friction factor
F	non-dimensional parameter (equation 5.3 and the Appendix)
g	acceleration due to gravity
H	pack height
$J_n$	nth root of $J_{1/3}(z) = 0$ (equation 5.9)
$k$	thermal conductivity of a porous body with no overall gas movement through the body
$\ell$	length over which pressure drop is $\Delta p$
p	pressure
P	non-dimensional pressure
R	gas constant
T	temperature
$T_h$	hot face temperature
$T_c$	cold face temperature
$\Delta T$	temperature difference across the pack ( $T_h - T_c$ )
u	interstitial gas velocity
v	the mean gas velocity in a porous solid
V	non-dimensional velocity
x	horizontal co-ordinate
X	non-dimensional horizontal co-ordinate
y	vertical co-ordinate
Y	non-dimensional vertical co-ordinate
Nu	Nusselt number (equation 5.2)
$\overline{Nu}$	mean Nusselt number over the cold face of the pack
Ra	Rayleigh number
Re	Reynolds number

$\alpha$	see Appendix
$\delta$	fibre diameter
$\epsilon$	porosity
$\theta$	non-dimensional temperature
$\mu$	viscosity
$\rho$	gas density
$\rho_f$	fibre density
$\rho_i$	insulant density
$\psi$	stream function

### Subscripts

x, y	denote the components of vectors and tensors in the x, y direction
m	denotes evaluation of the corresponding property at mean temperature

## 3 Permeability

### 3.1 Introduction

The strength of the natural convection circulation or the influence of imposed pressure gradients within a cell of insulation is limited by the resistance to gas flow within the material. This resistance is generally referred to in terms of the permeability of the insulant which is defined in terms of Darcy's Law of laminar flow. The flow of gas through a porous solid, however, is affected by many parameters, such as pore size, gas velocity, the mean free path of gas molecules within the solid etc. Various regimes may be defined in which the flow-pressure drop characteristics for the solid exhibit different relationships. It is important to ensure that the limits of these regimes are considered, particularly if permeability measurements are to be made at one condition for application at another. These regimes may summarised as follows:

- (a) Molecular effusion regime in which the intersolid spaces are small compared with the mean free path of the gas molecules.
- (b) Molecular streaming regime in which the intersolid spaces are small but the length of the path long, compared with the mean free path of the gas molecules.

- (c) Slip flow regime a transition region between molecular streaming and laminar flow where there is a finite molecular velocity along the pore walls and hence a larger flow would be calculated by Poiseuille's Law for a given applied pressure difference.
- (d) Laminar flow regime in which the fluid flows without turbulence and the streamlines do not change with velocity, Darcy's Law applies to this regime.
- (e) 'Inertia' flow regime in which the flow is still laminar, but the contribution to the pressure loss of inertia effects, due to fluid flowing around solid particles, is no longer small compared to the viscous drag effects.
- (f) Mixed flow regime in which the fluid flow is still laminar in some of the pores but has become turbulent in the larger pores.
- (g) Turbulent regime in which the fluid flow is turbulent in all the pores.

The material and gas properties are such that conditions for the molecular flows; (a) to (c), do not arise since the mean free path of the gas molecules under both atmospheric and reactor conditions is small compared with the mean fibre spacing. The pressure loss flow characteristics are therefore treated as a friction effect dependent on Reynold's number. For flow conditions that occur in present designs, the experimental work has shown Darcy's Law to be valid.

## .2 Theoretical model of fibrous insulant

The expression for the pressure loss in straight channels is adapted as the basis for a mathematical model to represent the flow of gas in a fibrous insulation pack (Ref 9). In the model, the fibres are assumed to be parallel and evenly spaced with the gas flowing along, their length.

Hence 
$$d = \frac{\epsilon \delta}{(1-\epsilon)}$$

and 
$$u = \frac{v}{\epsilon}$$

The pressure drop per unit length of the insulant is given by

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{4f\rho u^2}{2d}$$

and from analogy with laminar flow in pipes and from a study of the experimental data

$$f = A Re^{-1}$$

From the above equations it follows that

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{2A\mu v(1-\epsilon)^2}{\delta^3 \epsilon^3}$$

Permeability is normally defined by Darcy's Law

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{\mu v}{B} \quad 3.1$$

Hence

$$B = \frac{\epsilon^3 \delta^2}{2A(1-\epsilon)^2} \quad 3.2$$

This can be written, in terms of insulant density, as

$$B = \frac{(p_f - p_i)^3 \delta^2}{2A\rho_i^2 \rho_f} \quad 3.3$$

which for  $\rho_f \gg \rho_i$

$$B = \frac{\rho_f^2 \delta^2}{2A\rho_i^2}$$

### 3.3 Measurements of flow-pressure drop characteristics

Several rigs have been used to measure the flow-pressure drop characteristics of insulants and the main features are shown in Fig 1 (a). For atmospheric pressure rigs, measurements were made of inlet and outlet mass flows, to ensure that there was no rig leakage. Corrections were made where necessary for temperature variations. In order to ensure that the blanket sample was a perfect fit in the container, the material was cut using a template to fit the dimensions of the rig; it was weighed and then compressed into position in the sample container. Bulk fibre was weighed to yield the requisite insulant density and then packed as uniformly as possible into the sample chamber.

### 3.4 Experimental results

Values of permeability as a function of insulant density and as a function of fibre diameter with a constant insulation density are shown in Figs 2(a) and 2(b) respectively whilst the values of A obtained for several insulants are shown in Table 1.

All the tests mentioned above were carried out at atmospheric pressure. In order to establish that the values of permeability measured therein were relevant to reactor conditions, tests were carried out at elevated pressures. Typical results of permeability as a function of gas pressure are shown in Fig 1(b).

TABLE 1

Trade name	Material type	Main constituents	Fibre material density kg/m <sup>2</sup>	Mean fibre diameter 10 <sup>-6</sup> m	Direction of gas flow	Mean value of A	Standard deviation on A
Triton	a) Bulk ceramic fibre	45% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2560	3.1	Bulk	73	10
	b) Ceramic fibre blanket	52% Si O <sub>2</sub>			Parallel to blanket	42	14
					Normal to blanket	82	29
Rocksil	a) Mineral wool	Natural	2810	10.5	Bulk	53	5
	b) Mineral wool blanket	Rock	2870	7	Normal to blanket	110	15
Fiberfrax	Mineral wool	51% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 47% Si O <sub>2</sub>	2730	Uncertain 2 - 6	Bulk	12	1.7
Stillite	Mineral wool	35% silica 38% lime	2560	Uncertain 4.5 - 8	Bulk	8.8	0.5
Refrasil	Silica fibre	98% Si O <sub>2</sub>	2180	7	Normal to B-RF-1 blanket	146	23
Microquartz	Silica fibre	High purity silica	2180	1.3	Normal to blanket	81	12



### 3.5 Discussion of results

From the results given in Fig 1(b), it can be seen that the permeability is largely independent of pressure. If, during the tests, flow conditions applicable to the inertia, mixed flow or turbulent regimes had been established, then, since these regimes exhibit effects which are density dependent, the permeability as measured would have been dependent upon gas pressure. As no such dependence is shown, the statement made earlier that, at reactor conditions Darcy's Law holds, is justified.

In Fig 2(a), the permeability is plotted as a function of insulant density and in 2(b) of fibre diameter for a constant porosity. When the curves are fitted to an expression of the type given in equation 3.3, it is found that the exponent of density is very close to 2, (note that  $\rho_s \gg \rho_i$ ) and the exponent of fibre diameter is close to 2, indicating that the theoretical model given in section 3.2 is applicable to flow in the insulants under consideration.

If, however, the model is exactly applicable then, from the pipe flow analogy, the constant A should be 16. As can be seen from Table 1 this is not so, and a variety of reasons for both the difference of A from 16, and variations in the value of A from sample to sample of the same material, can be given.

Firstly, the basis of the mathematical model is that all the fibres lie in the direction of the gas flow. Since the fibres are in fact randomly oriented, then cross flow conditions exist on many fibres, and it is not reasonable in these conditions to expect a value of 16 for A. This is noticeable in the values of A given for Triton, in which it can be seen that the value of A for flow normal to the blanket, a situation in which the bulk of the fibres are subjected to cross flow, is nearly twice that for flow parallel to the blanket.

Furthermore, variations in insulant density of up to  $\pm 30\%$  are possible from place to place in blanket rolls and in the packing of bulk material. This means that permeability tests may be carried out with two or more areas of widely differing permeability connected either in series or in parallel. With such variation, the measured permeability would differ quite significantly from that of a uniform sample having the same apparent density.

In calculating the mean hydraulic diameter, it is assumed that  $\delta$  is constant at the mean value of the fibre diameter. However, many fibre samples contain quantities of unblown material which do not contribute to the reduction of the flow channel size required for low permeability but do contribute to the weight. The fibre diameter  $\delta$  is a mean figure based on sample microscopic measurements and manufacturer's data. Except in the case of drawn fibres which are of a fairly constant diameter, fibre diameter can vary even along the length of a single strand. This leads to some doubt as to the actual value to be taken for  $\delta$ .

Finally, it should be noted that, in the measurement of permeability, a very small edge leakage path will increase the flow due to any applied pressure difference by a large order. For a material with  $B = 10^{-10} \text{m}^2$ , an edge leakage area of 1% of the total would reduce the apparent  $B$  to  $10^{-8} \text{m}^2$ . For these reasons, experimental values of  $B$  and  $A$  are subject to considerable scatter even for a constant insulant density.

#### 4 Theoretical studies of heat transfer behaviour

##### 4.1 General equation

The gas movement through a porous solid has been shown to obey Darcy's equation (3.1) under the conditions likely to arise in reactor operation. For flow under buoyancy forces in two or three dimensions, the equation may be generalised to

$$B \cdot [\nabla p + \rho g] = -\mu v \quad 4.1$$

where  $B$  is a second order tensor, and  $g$  is the gravity vector. Confining attention from now on to a two-dimensional vertical insulation pack in which  $y$  is the vertical co-ordinate and  $x$  is the horizontal co-ordinate (Fig 4), this equation can be written

$$B_x \frac{\partial p}{\partial x} = -\mu v_x ; \quad B_y \left[ \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g \right] = -\mu v_y \quad 4.2$$

In order to describe steady-state fluid flow, the continuity equation, namely,

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y) = 0 \quad 4.3$$

must be satisfied, in addition to the equations above. For all but extreme heat transfer processes in porous solids, having a large pore surface area per unit volume, the local temperatures of the gas and the solid matrix will be about the same. Under these conditions, the temperature distribution within the body is given by

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} - c_p \rho v_x T \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} - c_p \rho v_y T \right] = 0 \quad 4.4$$

Note that in this equation it is assumed that the thermal conductivity is isotropic. This is not true in general but throughout the work reported here, this condition is satisfied.

In addition to the above equations, the thermodynamic properties of the interstitial gas are required. It is assumed that the fluid follows the ideal gas law, that is

$$p = RT\rho \quad 4.5$$

and that the variation of gas viscosity with temperature is given by Sutherland's equation, i.e.

$$\mu = \mu_m \left( \frac{T_m + C}{T + C} \right) \left( \frac{T}{T_m} \right)^{3/2} \quad 4.6$$

In addition to the above equations, the temperature and pressure distribution within any system can only be determined if the boundary conditions on the surface of the body are given. A particular geometrical configuration, namely a vertical pack of insulation (Fig 4) is considered in this report, and all subsequent theoretical and experimental work will refer to this situation.

The conditions over the boundaries as depicted in Fig 4 are taken to be:

- (a) across the surface AB, the cold face of the pack, there is no flow of gas, and the temperature along the face is constant
- (b) across the ends of the pack, i.e. over BC and AD, there is neither flow of gas nor heat
- (c) over the surface CD, the hot face of the pack, a variety of boundary conditions are considered. Three sets of conditions have been investigated, described hereafter as the forced convection case, the natural convection open hot face case and the natural convection closed hot face case.

#### 4.2 Forced convection case

If a main stream of gas is flowing over the surface CD, in the y direction, the pressure distribution generated over the surface CD by this flow causes gas movement through the pack, entering the insulation in high pressure areas and leaving wherever the pressure is low. In the forced convection studies reported here, it is assumed that the pressure distribution over CD has a constant gradient, and further that there is no sealing feature over the surface; that is, the pressure at the surface, within the body, is the same as that existing in the main stream gas flow. It is further assumed that buoyancy forces are small and can be neglected.

The thermal conditions over CD are, in a practical situation, extremely complicated, since with a hot main gas stream, the gas leaving the pack at the low pressure end tends to be colder than the main stream. A cold boundary layer then builds up on the porous surface of the body, protecting the insulation from the hot main gas stream. In order to attempt to simulate this effect, studies have been carried out with varying heat

transfer coefficients between the main stream gas and the insulation surface, and the results of these have been compared with calculations carried out with a constant temperature along the hot face, equal to that of the main stream. Although different temperature patterns at the cold end of the pack have been produced, the mean Nusselt number, and the conditions at the hot end of the pack have been found to be insensitive to the introduction of the heat transfer coefficient. It is therefore assumed that over the face CD, there exists a constant temperature equal to that of the main gas stream.

#### 4.3 Natural convection, open hot face case

In this study, it is assumed that the hot face of the insulation is open, and that the pressure distribution over CD, just within the body, is the same as that existing in a static column of hot gas.

The remarks made in section 4.2 concerning the thermal behaviour of the gas at the open hot face, apply equally in the present situation. Following the discussion given therein, it is again assumed that the temperature over the hot face is constant, and equal to that in the static column of gas.

#### 4.4 Natural convection closed hot face case

In this study it is assumed that the face CD is completely sealed, and there is no gas flowing across the face. A constant temperature is taken to exist over the surface CD.

#### 4.5 Methods of solving the equations

At TNPG Ltd, a computer programme (Ref 10) exists, based upon second order finite difference methods of treating elliptic partial differential equations, capable of solving the above equations. It has been found, however, that when convection effects within the porous body are large, the computer programme solution breaks down.

Theoretical studies with temperature independent gas properties have been carried out, and used to indicate trends in the heat transfer results outside the scope of the programme as it exists at the moment. Details of this theoretical work are not given, but the results of the various studies are included.

### 5 Results of the theoretical studies

The equations given in Section 4 may be put into non-dimensionalised form as in the Appendix. It is therein shown that

For a forced convection case

$$Nu = \text{Function} \left[ F, D/H, \Delta T/T_m, C/T_m, B_y/B_x \right] \quad 5.1$$

where  $Nu = \frac{\text{heat out of the cold face when gas movement occurs}}{\text{heat out of the cold face under static gas conditions}}$  5.2

$$F = \frac{c_p \rho_m B_y D^2}{\mu_m k H} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{CD} \quad 5.3$$

$$\Delta T = T_h - T_c$$

$$T_m = \frac{T_h + T_c}{2}$$

in which  $(\partial p / \partial y)_{CD}$  denotes the constant pressure gradient along CD; a suffix  $m$  denotes the evaluation of the corresponding quantity at  $T_m$ ; and  $C$  is the constant appearing in Sutherland's equation. (Note that in the above both  $C_p$  and  $k$  are assumed to be independent of temperature)

For natural convection cases

$$Nu = \text{Function} [Ra D/H, D/H, \Delta T/T_m, C/T_m, B_y/B_x] \quad 5.4$$

where 
$$Ra = \frac{c_p \rho_m^2 B_y D g \Delta T}{\mu_m k T_m} \quad 5.5$$

#### 5.1 Forced convection case

Computer calculations have been carried out in the forced convection case for varying values of the aspect ratio  $H/D$ , together with  $B_y/B_x$  equal to unity and both  $\Delta T/T_m$  and  $C/T_m$  equal to zero (from studies in the natural convection cases, it is assumed that the heat flow in the forced convection case will be insensitive to changes in  $C/T_m$ , and, for aspect ratios of interest in near isotropic reactor vessel insulation, to changes in  $B_y/B_x$ ). The results show that variations of Nusselt number with varying  $H/D$  are small, and can be computed with fair accuracy from the theoretical formulae 5.6.

The computer results for the mean Nusselt number as a function of  $F$  are given in Fig 5; the Nusselt number as a function of the 'length'  $F$  factor  $FH/y$  (see below for an amplification of this parameter, and also Ref 8 for a discussion of a similar parameter in the natural convection case) are given in Fig 7; and the variation with  $F$  of the maximum Nusselt number, arising at the top of the cold face, is given in Fig 9.

In addition to the computer calculations, other theoretical studies have indicated that the mean Nusselt number over the cold face, for other than small values of  $F$ , is given by

$$\bar{Nu} = 1 - 1.49 \frac{D}{H} + F \left[ \frac{1}{3} - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{e^{-\frac{n^2 \pi^2 (1 - 1.49 D/H)}{F}}}{n^2} \right] \quad 5.6$$

which can also be written as

$$\overline{Nu} = \frac{2(1-1.49D/H) \omega}{\sqrt{\pi}} \left[ 1 + 2 \sum_{n=1,2}^{\infty} \left\{ e^{-n^2 \omega^2} - \pi n \omega \operatorname{Erfc}(n \omega) \right\} \right] \quad 5.7$$

where  $\omega = \sqrt{\frac{F}{1-1.49D/H}}$

This relationship is drawn in Fig 5 and shows good agreement with the computer results.

The local Nusselt number is given by

$$Nu = 1 + 2 \sum_{n=1,2}^{\infty} e^{-\frac{n^2 \pi^2 y}{FH}} = 2 \sqrt{\frac{FH}{\pi y}} \left[ \frac{1}{2} + \sum_{n=1,2}^{\infty} e^{-\frac{n^2 FH}{y}} \right] \quad 5.8$$

where  $y$  is the distance from the top of the cold face. It can be seen from this that  $Nu$  should correlate, for all  $y$ , with the parameter  $FH/y$ . This relationship is drawn in Fig 7.

As can be seen from equation 5.8, at  $y = 0$  the maximum Nusselt number is infinite, and the theoretical formula breaks down at this point.

## 5.2 Natural convection open hot face case

The results of computer calculations for the open hot face case are given in Fig 6, Fig 8 and Fig 9. Thus the variation of mean Nusselt number with  $RaD/H$  is given in Fig 6; the variation of the Nusselt number with the height parameter (see Ref 8)  $RaD/y$ , where  $y$  is the distance from the top of the cold face, is given in Fig 8; and the variation of the maximum Nusselt number with  $RaD/H$  is given in Fig 9. The computer calculations indicate that the Nusselt number is insensitive to changes in the values of  $c/T_m$  and  $B_y/B_x$  but vary significantly with  $\Delta T/T_m$  variations. To illustrate this variation with  $\Delta T/T_m$ , the above figures contain two curves, the parameters for which are

$$\Delta T/T_m = 0 ; c/T_m = 0 ; B_y/B_x = 1 ; H/D = 20$$

and

$$\Delta T/T_m = 1 ; c/T_m = 0.43 ; B_y/B_x = 1 ; H/D = 20$$

Again variations of Nusselt with  $H/D$  are small and can be computed from the formulae 5.9

In addition to the computer work, other theoretical studies have indicated that, in the open hot face case, for

$$\Delta T/T_m = 0 ; c/T_m = 0 ; B_y/B_x = 1$$

$$\overline{Nu} = 1 - 1.08 \frac{D}{H} + \frac{4}{3\pi^2} Ra \frac{D}{H} \sum_{n=1,2}^{\infty} \frac{1 - e^{-\frac{9j_n^2(1-1.08D/H)}{4 Ra D/H}}}{j_n^2} \quad 5.9$$

where  $j_n$  is the nth root of  $J_0(z) = 0$  (a good approximation for  $j_n$  is  $j_n = (n - \frac{1}{2})\pi$ ). An asymptotic form for Nu is

$$\overline{Nu} \approx 2 \sqrt{\frac{Ra D}{\pi H} (1 - 1.08 D/H)} - \frac{(1 - 1.08 D/H)}{4} \quad 5.10$$

The variation of the mean Nusselt number with  $RaD/H$  as predicted by the above formulae, is shown in Fig 6 and demonstrated to be in reasonable agreement with the computer results.

The analytical variation of Nu with  $RaD/y$  is given by

$$Nu = 1 + 3 \sum_{n=1,2}^{\infty} e^{-\frac{9j_n^2 y}{4 Ra D}} \approx \frac{1}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{Ra D}{y}} - \frac{1}{4} \quad 5.11$$

and is shown in Fig 8 to be in good agreement with the computer results. Again, at  $y = 0$  the Nusselt number becomes infinite, and the theory breaks down.

### 5.3 Natural convection closed hot face case

An analytical model for the closed hot face case has now been derived. For  $\Delta T/T_m = 0$ ;  $c/T_m = 0$ ;  $b_y/b_x = 1$  the formula for  $\overline{Nu}$  is:

$$\overline{Nu} = 1 - 0.543 \frac{D}{H} + \frac{1}{3\pi^2} \frac{Ra D}{H} \sum_{n=1,2}^{\infty} \frac{1}{J_n^2} \left\{ \frac{1 - e^{-\frac{18J_n^2(1-0.543D/H)}{RaD/H}}}{1 + e^{-\frac{18J_n^2}{RaD/H}}} \right\}$$

where again  $J_n$  is the  $n^{\text{th}}$  root of  $J_{1/3}(z) = 0$

An asymptotic form for  $\overline{Nu}$  is:

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &\approx \left(\frac{RaD}{H}\right)^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{1}{\pi\sqrt{2}} \int_0^{\infty} \frac{y^{-\frac{3}{2}}}{y^{\frac{3}{2}}} \left\{ \frac{1 - e^{-(1-0.543D/H)y}}{1 + e^{-y}} \right\} dy \right] \\ &\approx \left(\frac{RaD}{H}\right)^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \frac{\tanh y}{y^{3/2}} dy - \frac{1}{\pi\sqrt{2}} \sum_{n=1,2}^{\infty} \left(\frac{0.543D}{H}\right)^n \frac{1}{n!} \int_0^{\infty} \frac{y^{-\frac{3}{2}+n}}{1 + e^y} dy \right] \\ &\approx \left(\frac{RaD}{H}\right)^{\frac{1}{2}} \left[ 0.46 - 0.13 \frac{D}{H} \right] \end{aligned}$$

The value of 0.46 deduced above, is in fair agreement with a value of 0.5 given in Ref 8. The analytical variation of  $Nu$  with  $RaD/y$  is given by

$$Nu = 1 + 6 \sum_{n=1,2}^{\infty} \left\{ \frac{e^{-\frac{18J_n^2(1-0.543D/H)}{RaD/y}}}{1 + e^{-\frac{18J_n^2}{RaD/H}}} \right\}$$

The variation of  $\overline{Nu}$  with  $RaD/H$  is shown in the accompanying Fig 6 and the variation of  $Nu$  with  $RaD/y$  in Fig 8.



## 6 Heat transfer experimental work

Of the large number of rigs required to substantiate the insulation thermal performance, only those designed to resolve the natural convection and surface pressure gradients' effects will be described.

### 6.1 Details of test vessel for natural convection

Annular specimens of basic materials and prototype wall insulation have been tested in carbon dioxide and helium in the rig shown in Fig 10 at hot face temperatures up to 650°C and at gas pressures up to 40 bar. The specimens were assembled onto a mild steel liner 12.25 mm thick mounted concentrically within the pressure vessel. The annular space between the liner and the pressure vessel was filled with fine grain sand of known conductivity and silicone rubber seals, spaced 305 mm apart, were introduced because at the time (1960) the factors influencing convection effects were not adequately understood. The thickness of sand was designed to provide a typical thermal resistance from a reactor liner to its cooling system. Stud and other effects which introduce distortions of the cold face temperature profile could therefore be investigated. Very careful measurements of the sand annulus thickness were made by depth gauges passed through holes in the liner and, using this information and the measured temperature difference across the sand, the cold face normalised heat flux could be calculated. The total heat conducted through the specimen was determined from the measured electrical input to the heater (Fig 10) and an assessment of losses. End losses were kept to a minimum by sealing details and thick sand layers.

For tests on fibre blanket or foil and wire types of insulation, pack support was provided by studs welded to the liner and positioned as shown in Fig 10. For tests on granular materials, Sindanyo extension bushes were fitted to the studs to position the 2.64-mm thick cylinder forming the hot face. The extension bushes did not penetrate the hot face which can therefore be considered as sealed. A mild steel disc was welded to the bottom of the hot face cylinder to ensure a gas-tight seal.

At the top and bottom of the fibre and foil packs, high temperature cement was used to provide a seal (detail A Fig 10). Differential expansion problems however resulted in some cracking of the cement seals during the testing period.

Temperatures were measured on the hot face and cold face in three vertical planes as indicated in Fig 10. In many tests, temperatures were also measured within the pack (Ref 7, 11 and 12). Additional thermocouples were used to measure water heat pick-up and end losses.

### 6.2 Analysis of natural convection data

The rig was originally used to develop the foil and wire type of insulation for the Oldbury reactor (Ref 5). In the early work, very large height effects were measured which masked certain rig peculiarities, shown by subsequent work on low permeability materials to be important.

Originally the method of analysis was to determine the total heat flow through the insulation by measuring the electrical input and determining all end losses and heat conduction through studs. The distribution of cold face heat flux was determined from the measured annulus temperature differences and sand thickness, the thermal conductivity being assumed constant over the full height. Typical results analysed in this manner and expressed as local conductivities are given in Refs 3, 5, 7, 11 and 12.

In the theoretical work, the Nusselt number defined in equation 5.2, has been used to correlate the pack heat transfer performance.

If, in the experimental work, a Nusselt number is defined at any level as

$$Nu = \frac{\text{heat out of the cold face with the pack face temperatures } T_h \text{ and } T_c}{\text{heat out of cold face at low } RaD/H \text{ with the same face temps } T_h \text{ and } T_c}$$

then the experimental work and the theoretical work can be compared.

A further parameter, called the height factor has been defined as

$$\text{height factor at } y = \frac{Nu \text{ at } y}{\overline{Nu}}$$

where  $\overline{Nu}$  is the mean cold face Nusselt number.

With low permeability insulation, accurate assessments of height effects are important. A computer analysis of the complete rig has therefore been carried out in which all the relevant details such as the split water flow and the disturbance of the central flange have been included. A comparison between the apparent measured height effect and the predicted height effect for the rig conditions is given in Fig 11. The predicted true height effect, with rig influences removed, does not show the apparent change of conductivity at pack mid height and these are clearly due to rig effects. Errors on the measurements of mean pack conductivity are small.

### 6.3 Natural convection results

Mean conductivity values for a fine grain sand tested at the specified conditions, are given in Fig 12. Corresponding data for Triton Kaowool blanket are given in Fig 13.

The information given in Fig 12 and Fig 13 is given in Table 2 in the form of  $\overline{Nu}$  and  $RaD/H$ . These values of  $\overline{Nu}$  and  $RaD/H$  are plotted in Fig 14, together with the predicted values taken from Fig 6, for the range of  $\overline{Nu}$  lying between the open and closed hot face cases.

In Fig 15, predicted temperature distributions within a fibrous insulant are compared with measured values for the conditions specified.

Table 2

Test No	Material	H/D	Press (bars)	Mean hot face temp °C	Mean cold face temp °C	$\Delta T/T_m$	$\overline{Nu}$	$Ra \frac{D}{H}$
1	Triton at a density of 72 kg/m <sup>3</sup>	168	15.8	120	33	0.25	1.23	0.276
2		168	23.1	360	60	0.62	1.12	0.348
3		168	24.4	360	62	0.62	1.11	0.346
4	As above	168	26.9	370	70	0.61	1.04	0.385
5	As above	168	35.6	350	62	0.60	1.19	0.765
6	As above	168	35.7	465	82	0.74	1.07	0.498
7	As above	168	11.9	510	105	0.70	0.976	0.04
8	As above	168	32.6	490	110	0.84	1.015	0.31
9	As above	84	36.6	415	60	0.81	1.247	2.82
10	As above	84	37.2	445	60	0.74	1.271	2.65
11	As above	84	37.4	475	75	0.74	1.283	2.20
12	As above	84	36.8	285	45	0.55	1.621	4.62
13	As above	84	38.2	577	80	0.83	1.256	1.56
14	Triton at 128 kg/m <sup>3</sup>	448	19.7	172	57	0.29	1.14	0.041
15		448	33.5	510	160	0.58	1.00	0.032
16	As above	448	37.7	505	165	0.56	0.99	0.038
17	As above	448	37.1	300	90	0.45	1.14	0.097
18	Sand Chelford FWW	33.3	22.4	275	50	0.52	1.032	0.0156
19		33.3	20.4	205	41	0.41	0.96	0.078
20		33.3	35.6	190	35	0.40	1.08	0.290
21	As above	33.3	21.9	315	55	0.57	0.94	0.070
22	As above	33.3	37.0	295	50	0.55	1.00	0.228
23	As above	33.3	10.3	315	56	0.56	0.97	0.015
24	As above	33.3	20.7	365	65	0.61	0.99	0.055
25	As above	33.3	38.1	345	60	0.60	1.03	0.207

All the above results are for tests carried out in CO<sub>2</sub>

#### 6.4 Discussion of results

It can be seen from Fig 14 that the majority of the experimental results lie within the predicted Nu range. In order to compare the measured Nu with the predicted values, it is necessary to know the permeability of the specimen as laid up in the test vessel, and the sealing characteristics of the pack hot face.

For the sand tests, it is considered that both of the above factors are reasonably well known, since the hot face is effectively sealed, and the specimen is unlikely to be different from that measured in the permeability rig (Fig 1(a)). For the Triton, however, neither the sealing characteristics of the hot face nor the blanket permeability, as laid up in the test vessel, are known. From Fig 14, it would appear that the hot face sealing characteristics fall closer to the closed hot face condition than to the open hot face condition, as might be expected from a consideration of the pack hot face details. Permeability measurements on specimens similar to those tested in the thermal conductivity rig have been used to provide the data given in Table 2 and Fig 14.

With reference to height factors, it can be seen that the measured and predicted values, given in Fig 11 are in reasonable agreement.

In Fig 15 the predicted temperature distributions within the pack are in satisfactory agreement, when it is considered that it was impossible to achieve in the test the uniform hot and cold face temperature distributions assumed in the analysis and the hot face sealing was not known.

#### 6.5 High pressure forced convection rig

In this rig, carbon dioxide at pressure up to 25 bars and at temperatures up to 400°C is pumped over the surface of a sample of insulation. The size and roughness of the gas duct are designed to give the required surface pressure gradients. The insulation specimens tested to date have all been prototypes of proposed designs built on a water-cooled liner of size 1800 mm x 650 mm. The specimens were surrounded by substantial guard sections also mounted on water-cooled liners. From very detailed temperature measurements on the hot face, cold face and within the pack and in the cooling system, it has been possible to establish the performance of these specimens under the worst reactor operating conditions. Computer studies (section 4.2) have adequately predicted the influence of pressure gradients. A difficulty arises in that realistic insulation designs have permeabilities very different from the basic fibre and the normal and axial permeabilities are not the same. This information must be known before pressure gradient effects can be calculated and, experimentally, the problem is to measure these quantities on large models with the required accuracy.

#### 6.6 Atmospheric pressure-surface pressure gradient rig

In parallel with the work on reactor prototypes, fundamental studies are being carried out on simple geometries of granular and fibrous insulants. In order to ease the experimental problems and at the same time to obtain very detailed temperature and heat flux information, the work is being carried out initially in air at atmospheric pressure. By choosing a suitable insulant with a relatively high permeability, it is possible to achieve reactor values of  $Ra$  (D/H) and  $F$ .

Existing analytical procedures will be improved and fully established by this work.

## 7 Factors influencing the insulation thermal performance in a reactor environment

The work described in this paper has so far been concerned with idealised problems. It has been convenient to consider, in isolation, a rectangular block of insulant whose properties vary in a simple manner and with clearly defined boundary conditions. In a reactor installation the insulation is usually laid up using a pattern of standard modules to cover the principal areas. Many important differences arise between the idealised model and the insulation as installed and in this section some of the factors which influence the thermal performance of a fibrous liner insulant on the vertical walls of a gas-cooled reactor are discussed.

### 7.1 Module geometry

The reactor liner provides the cold face of the module. The liner will be of welded construction and local distortions will arise particularly near the welds. It is vital to ensure that the insulant is in good contact with the liner as cavities or areas of high permeability must not arise (section 3.5). Many types and designs of insulation which have a satisfactory thermal performance in small test rigs fail when installed on an irregular surface for this reason.

The hot face of the insulation has particularly complex and conflicting conditions to satisfy. It must be capable of accommodating large thermal expansions and a rapid change of reactor pressure (of the order of one atmosphere per second in the Hinkley B reactor) and provide adequate containment of the insulant. Furthermore, the insulant must be protected from the high sound pressure levels inevitable in large gas-cooled reactors.

The hot face provides the blanket compression forces required to achieve an acceptable permeability and fibre support. Designs investigated by TNPG Ltd, which satisfy these requirements, have all involved a hot face with a very small resistance to gas flow and therefore the influence of surface pressure gradients must be investigated. However, leakage cannot take place uniformly over the hot face but only at cover plate edges and local to the stud holes.

The insulant and hot face components are supported usually by metal attachments to the liner. Practical considerations dictate that the attachments which form the upper and lower boundaries of the module do not provide a gas-tight seal. The modules are therefore linked both by metal conduction and by gas movement.

In order to improve insulant containment and support and to decrease the radial permeability and Rayleigh numbers of the insulation, designs incorporating intermediate foils have been proposed. Experimental and theoretical work is in progress to assess the influence of intermediate foils on thermal performance.

## 7.2 Module temperatures

In a realistic design, the heat flow through the metal components of the insulation is of the order of 50% of the total heat flow. Furthermore these components introduce severe distortions into the hot face, cold face and insulant temperatures. Typical cover plate, stud and liner temperature distributions are shown in Fig 16.

It should be noted that, as can be seen in Fig 15, under natural convection conditions very high temperatures may arise in the insulant close to the liner. Some insulation designs involve materials which are close to their temperature limit, for corrosion or other reasons, and special materials are proposed only for the layers near to the hot face. As temperature changes with forced convection effects are larger than with natural convection effects, it would be prudent to assume that all the insulant must withstand the hot face temperature.

## 7.3 Surface pressure gradients

Since the hot face of the insulation is likely to be permeable (section 7.1), surface pressure gradients can cause gas movements within the insulant. In natural convection situations, pressure gradients arising due to gas density differences are of the order of 0.004 bar/m. Gradients of this order, imposed by main stream flow conditions, could significantly influence the thermal performance.

Aerodynamic tests of large scale detailed models of the Hinkley B reactor have shown that some areas of insulation will be exposed to pressure gradients up to 0.01 bar/m. These tests have included areas local to penetrations, corners, circulator inlet and outlet and have covered all circulator combinations likely to occur in the station operation.

Special areas arise in which the pressure gradients are so severe that novel insulation designs are required. The ducts of podded boiler designs and areas local to boiler gas seals are two examples. At the entrance to the ducts, the acceleration of the gas results in a change of static pressure of the duct dynamic head. The boiler gas seal may have to withstand the total boiler pressure drop and, where the seal passes through the insulation, no leakage can be tolerated. (Ref 4).

## 7.4 Insulation of a helium-cooled reactor

Theoretical and experimental work is in progress to investigate the insulation problem in a helium-cooled reactor. It is probable that both the natural convection (Ref 11 and 12) and the pressure gradient effects will be less severe than in a carbon dioxide cooled reactor.

It is probable that the main development effort will be required to resolve the severe mechanical problems.

Acknowledgements

The work described in this paper has been carried out by many people within the Research Department of The Nuclear Power Group Ltd. The authors acknowledge the advice and assistance given by their colleagues and would also thank their Directors for permission to publish the information.

References

- | <u>Ref</u> | <u>Title</u>   |
|------------|--|
| 1          | R.D. Vaughan and D.R. Smith. 'Exploitation of the Advanced Gas Cooled Reactor for Hinkley B. I. Mech. E. Paris. December 1966.   |
| 2          | R.D. Vaughan. 'Oldbury Power Station' Paper 6. Proceedings of the Anglo Japanese Nuclear Power Symposium. Tokyo. March 1963.   |
| 3          | J. Davidson. 'Heat transfer behaviour of metallic foil insulation in high pressure gas'. Paper 13. Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transport Medium. I. Mech. E. Vol. 181. March 1967.  |
| 4          | J.W. Hughes and C.O'Tallamhain. 'Metallic Foil Insulation.' Research Report R.1 Pg. 235. Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transport Medium. I. Mech. E. Vol. 181. March 1967.  |
| 5          | J.W. Hughes et al. 'Insulation design and development for the Oldbury vessels'. Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels. I.C.E. Paper 60. March 1967. Also authors' replies Pg. 748.   |
| 6          | P.D. Sanderson and V.E.W. Garratt. 'The effect of carbon dioxide gas pressure on the thermal conductivity of some granular insulations'. Paper 6. Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transport Medium. I. Mech. E. Vol. 181. March 1967.                         |
| 7          | B.N. Furber. Contribution to discussion. Pg 249. Ibid.   |
| 8          | G. Mordchelles-Regnier et al. 'Quelques recherches récentes effectuées en France sur l'isolation thermique des réacteurs nucléaires'. Paper SM 111/76. Proceedings of a Symposium on Advanced and High Temperature Gas Cooled Reactors. I.A.E.A. Jülich. October 1968. |
| 9          | Y. Katto and T. Masouka. 'Criteria for the onset of convective flow in a fluid in a porous medium'. Pg. 297. Int J of Heat Mass Transfer. Vol. 10 March 1967.  |
| 10         | A.R. Crump. 'Cadillac 3'. TNPG/Res.Int.1256. September 1969  |

<u>Ref</u>	<u>Title</u>
11	P.G. Cowap and B.N. Furber. 'The performance of stainless steel foil insulation in a helium atmosphere'. D.P. Report 462. 1967.
12	B.N. Furber. Contribution to discussion. Pg. 744. Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels I.C.E. March 1967.
13	P. Micheau, R. Grossin and S. Klarsfeld. 'Réunion d'information sur les travaux relatifs aux curves de réacteurs en béton précontraint et à leur isolation'. I.A.E.A. Symposium Brussels November 1967.



# Appendix

## The normalisation of the porous solid equations

The equations, given in section 4, describing the distributions of temperature and pressure within a porous solid are:

$$B_x \frac{\partial p}{\partial x} = -\mu v_x \quad ; \quad B_y \left[ \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g \right] = -\mu v_y \quad \text{A.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_y) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} - c_p \rho v_x T \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} - c_p \rho v_y T \right] = 0$$

$$\mu = \mu_m \left( \frac{T_m + C}{T + C} \right) \left( \frac{T}{T_m} \right)^{3/2}$$

The gas equation is:

$$p = RT\rho$$

For situations in which pressure variations throughout the pack are small compared with the overall gas pressure, a condition generally applicable in reactor pressure insulation, this becomes

$$\rho T = \text{constant}$$

### A.1 Natural convection case

In the above equations for fluid flow, the substitution  $p' = p + \rho_m g y$  yields

$$B_x \frac{\partial p'}{\partial x} = -\mu v_x \quad ; \quad B_y \left[ \frac{\partial p'}{\partial y} + (\rho - \rho_m) g \right] = -\mu v_y$$

If the full set of equations is normalised in the following manner

$$X = \frac{x}{D} \quad ; \quad Y = \frac{y}{H} \quad ; \quad P' = \frac{p'}{\rho_m g H} \quad ; \quad V_x = \frac{\mu_m v_x}{\rho_m B_y g}$$

$$V_y = \frac{\mu_m v_y}{\rho_m B_y g} \quad ; \quad \theta = \frac{T - T_m}{\Delta T} \quad ; \quad \alpha = 1 + \theta \frac{\Delta T}{T_m} \quad ; \quad T_m = \frac{T_h + T_c}{2}$$

and if the function  $\psi$  is introduced such that

$$\frac{\partial \psi}{\partial Y} = \frac{\rho T_m H}{\mu_m \Delta T D} V_x ; \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = - \frac{\rho T_m}{\mu_m \Delta T} V_y$$

then it can be shown that the above system of equations can be replaced by

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{\mu \rho_m}{\mu_m \rho} \frac{\partial \psi}{\partial X} \right] + \frac{D^2}{H^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left[ \frac{\mu \rho_m}{\mu_m \rho} \frac{B_y}{B_x} \frac{\partial \psi}{\partial Y} \right] + \frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{\theta}{\alpha} \right] = 0 \quad A.2$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{D^2}{H^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} - \frac{c \rho_m^2 B_y D g \Delta T}{\mu_m k T_m H} \left[ \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{\partial \psi}{\partial Y} - \frac{\partial \theta}{\partial Y} \frac{\partial \psi}{\partial X} \right] = 0 \quad A.3$$

$$\frac{\mu \rho_m}{\mu_m \rho} = \alpha^{5/2} \left[ \frac{1 + c/T_m}{\alpha + c/T_m} \right] \quad A.4$$

and the boundary conditions become

- (a)  $Y = 0, 1 ; \quad \psi = 0 ; \quad \partial \theta / \partial Y = 0$
- (b)  $X = 0, ; \quad \psi = 0 ; \quad \theta = -0.5$
- (c)  $X = 1, ; \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = 0 ; \quad \theta = 0.5$

It can be seen from the above that

$$Nu = \text{Function} \left[ Ra D/H, D/H, \Delta T/T_m, c/T_m, B_y/B_x \right]$$

where

$$Ra = \frac{c \rho_m^2 B_y D g \Delta T}{\mu_m k T_m}$$

It follows that the Nusselt number  $\overline{Nu}$  is a function of the same set of parameters.

## A.2 Forced convection case

If the term  $\rho g$  is removed from equation A.1, then the forced convection case results; and if the normalisation is carried out using

$$V_x = \frac{\mu_m \tau_x}{B_y (\partial p / \partial y)_{co}} ; \quad V_y = \frac{\mu_m \tau_y}{B_y (\partial p / \partial y)_{co}} \quad \rho = \frac{p}{H (\partial p / \partial y)_{co}}$$

together with

$$\frac{\partial \psi}{\partial Y} = \frac{\rho H}{\rho_m D} V_x ; \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = - \frac{\rho}{\rho_m} V_y$$

then the above equations A.2, A.3 and A.4 are reproduced in which the only change is that the term  $RaD/H$  is replaced by  $F$  where

$$F = \frac{c \rho_m B_y D^2 (\partial p / \partial y)_{co}}{\mu_m k H}$$

In the above the term  $(\partial p / \partial y)_{co}$  is the constant pressure gradient along the hot face.

The boundary conditions (a) and (b) given above remain unchanged, whilst the boundary condition (c) becomes

$$c) \quad X = 1 \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = 1 \quad \theta = 0.5$$

It follows then that both  $\theta$  and the Nusselt number can be written as functions of the parameters,  $F$ ,  $D/H$ ,  $\Delta T/T_m$ ,  $C/T_m$  and  $B_y/B_x$ .

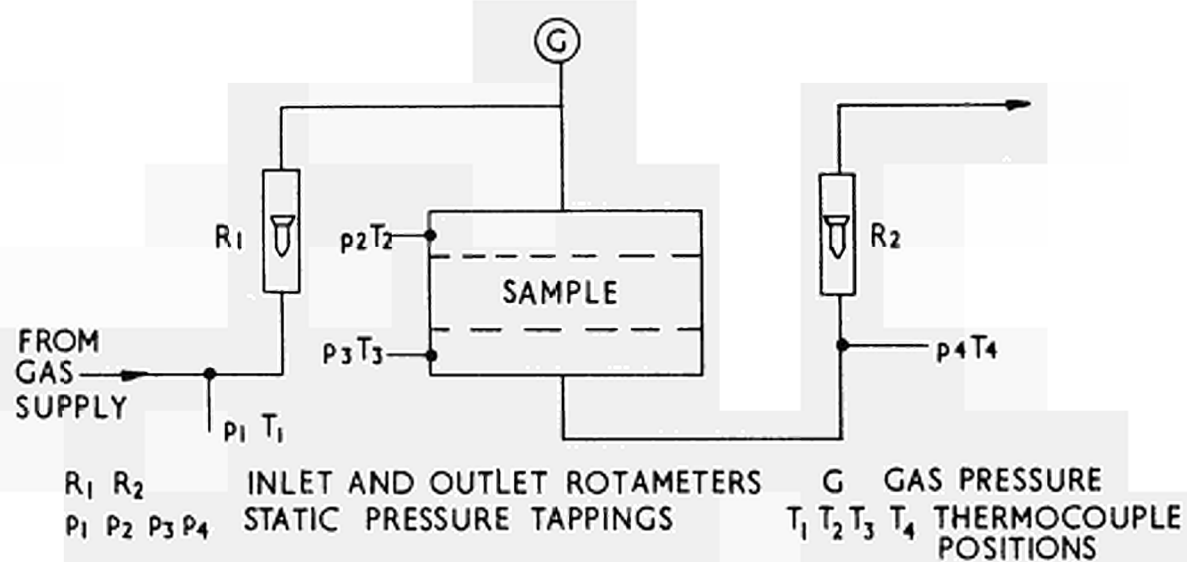


FIG. 1(a) PERMEABILITY RIG

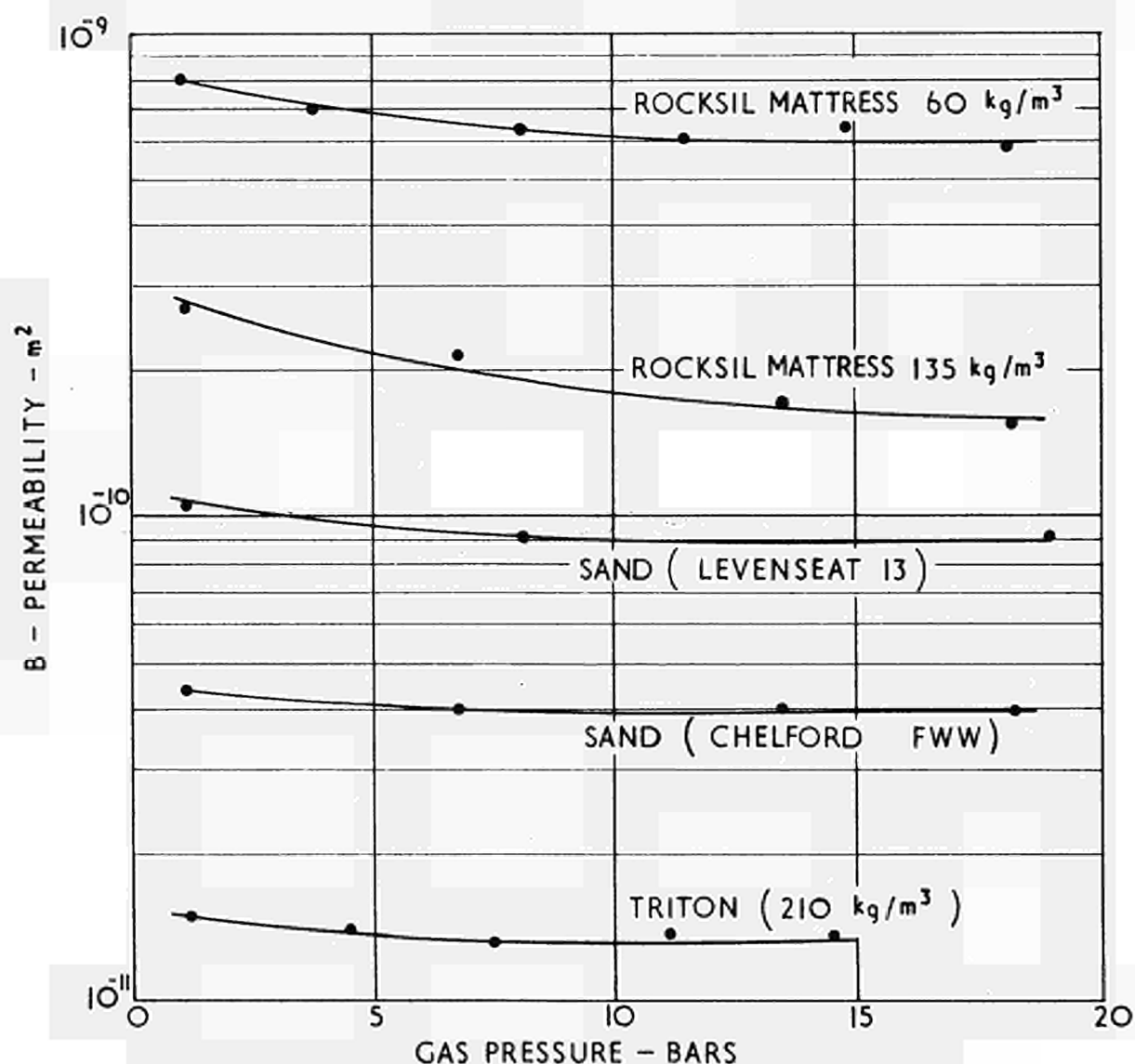
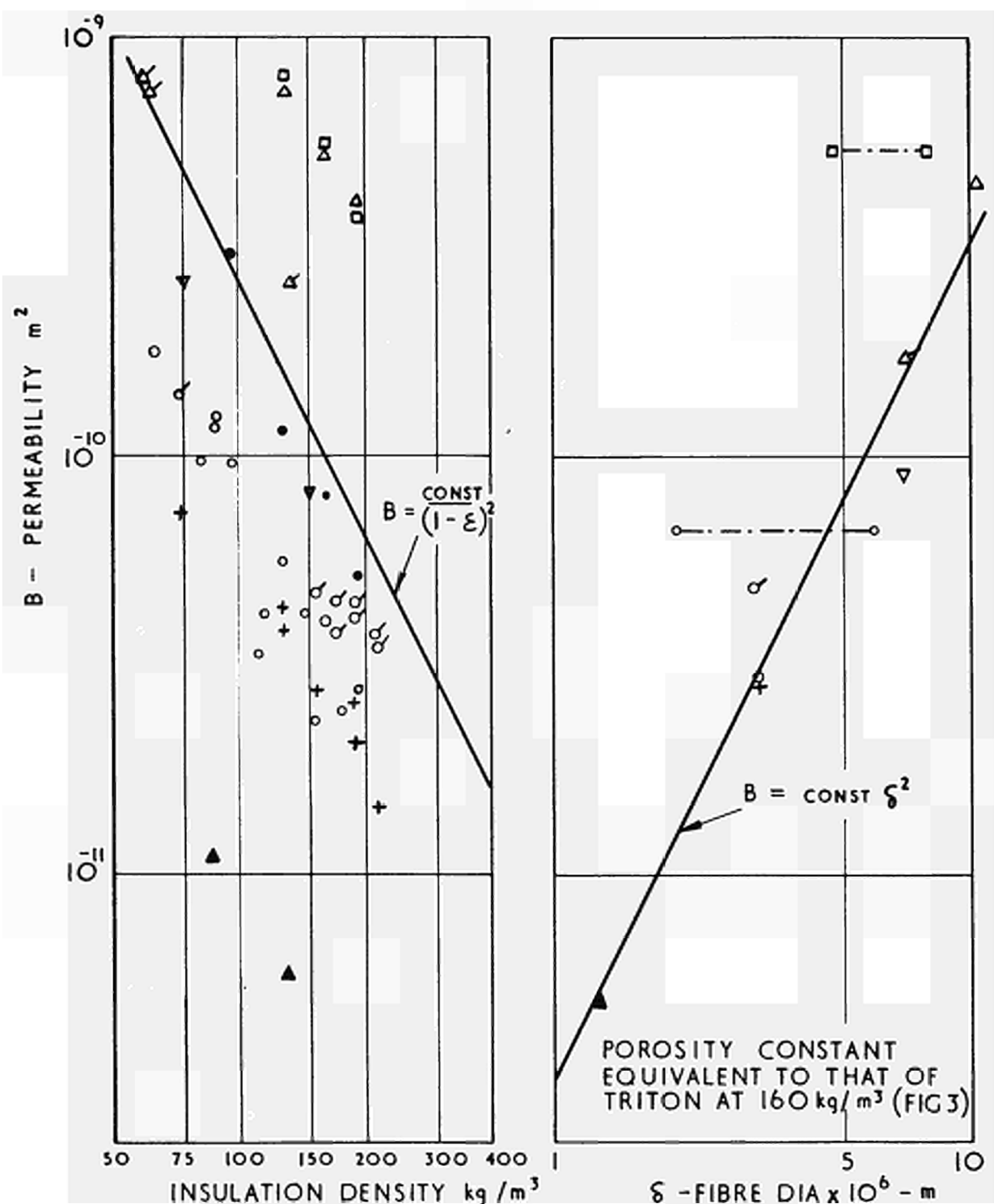


FIG. 1(b) EFFECT OF GAS PRESSURE ON PERMEABILITY

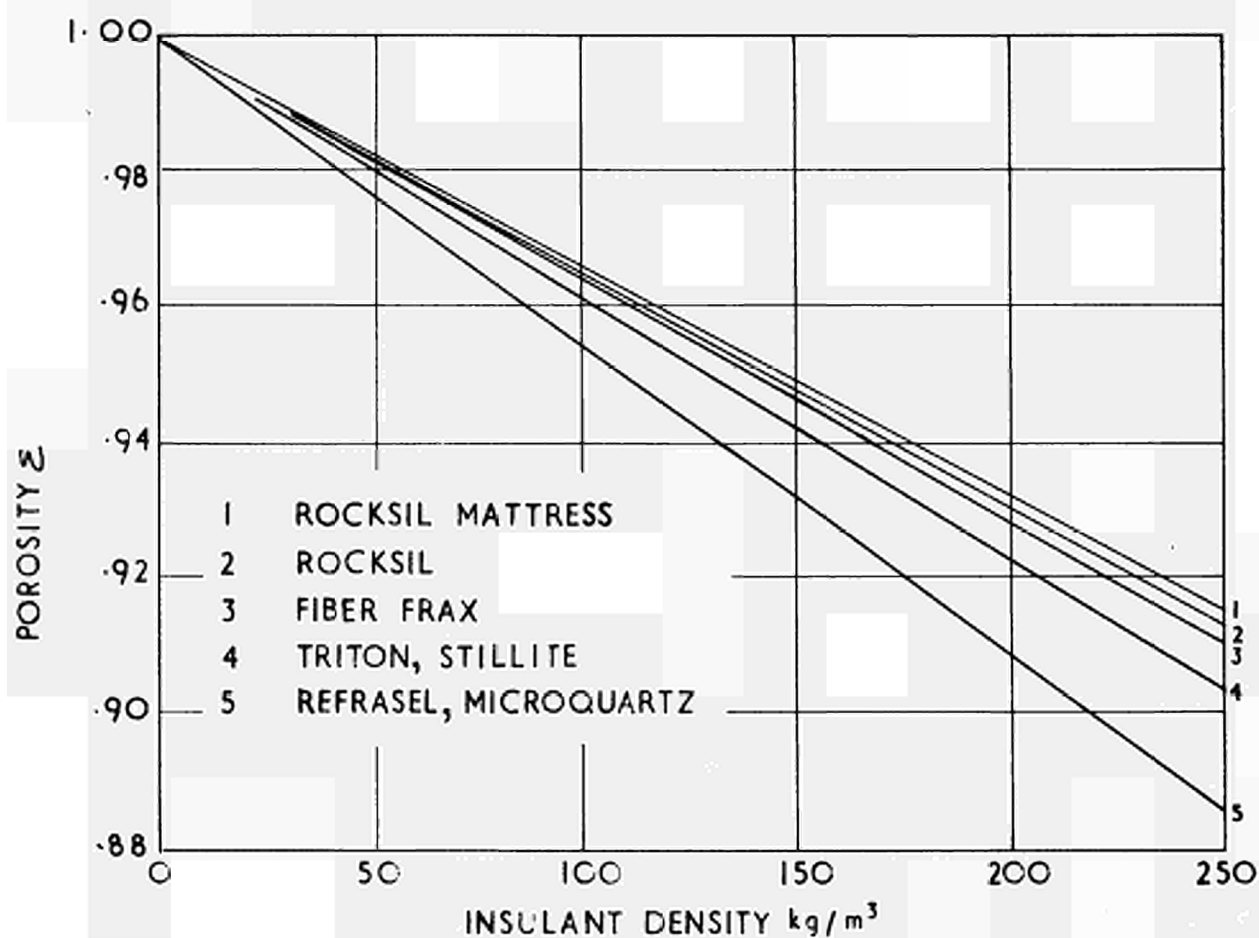


- ▲ BULK ROCKSIL
- △ ROCKSIL MATTRESS
- BULK STILLITE
- ▽ REFRASIL
- ▲ MICROQUARTZ

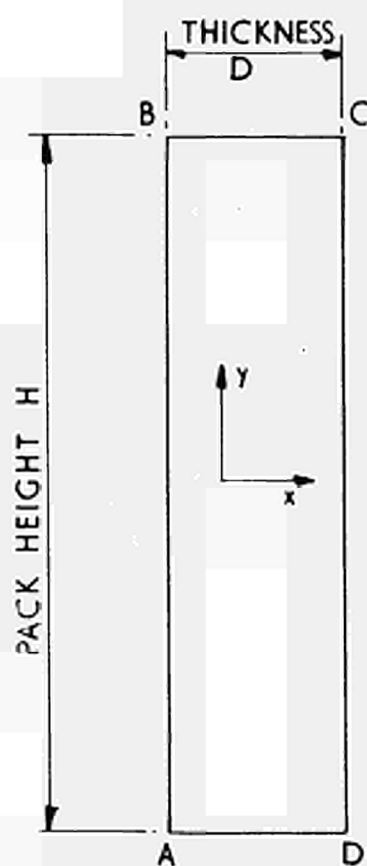
- BULK FIBERFRAX
- BULK TRITON
- ◊ TRITON BLANKET (PARALLEL TO ROLL)
- + TRITON BLANKET (NORMAL TO ROLL)

VARIATION OF PERMEABILITY WITH DENSITY AND FIBRE DIAMETER

FIG 2

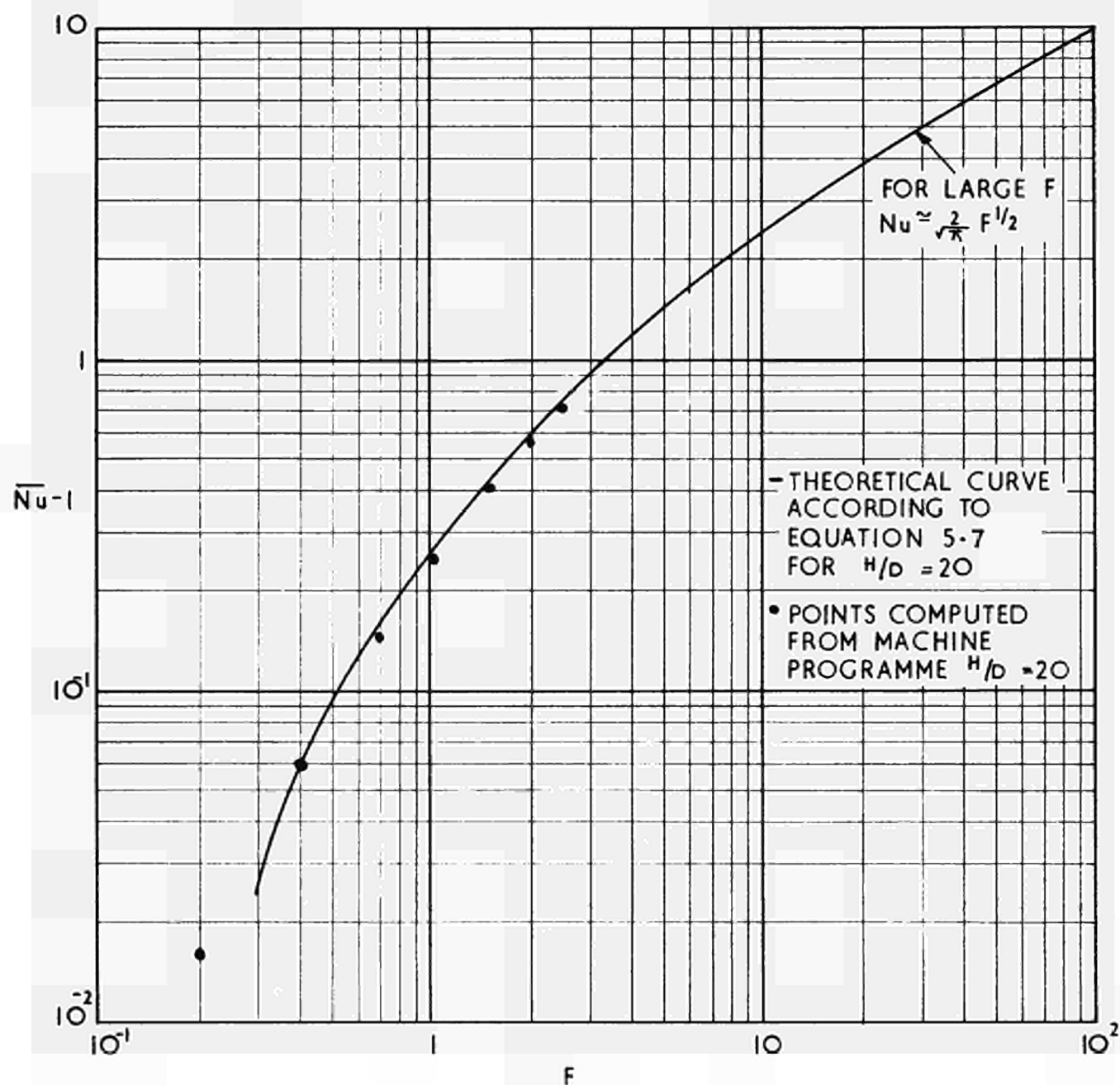


THE INFLUENCE OF INSULANT DENSITY ON POROSITY FIG.3



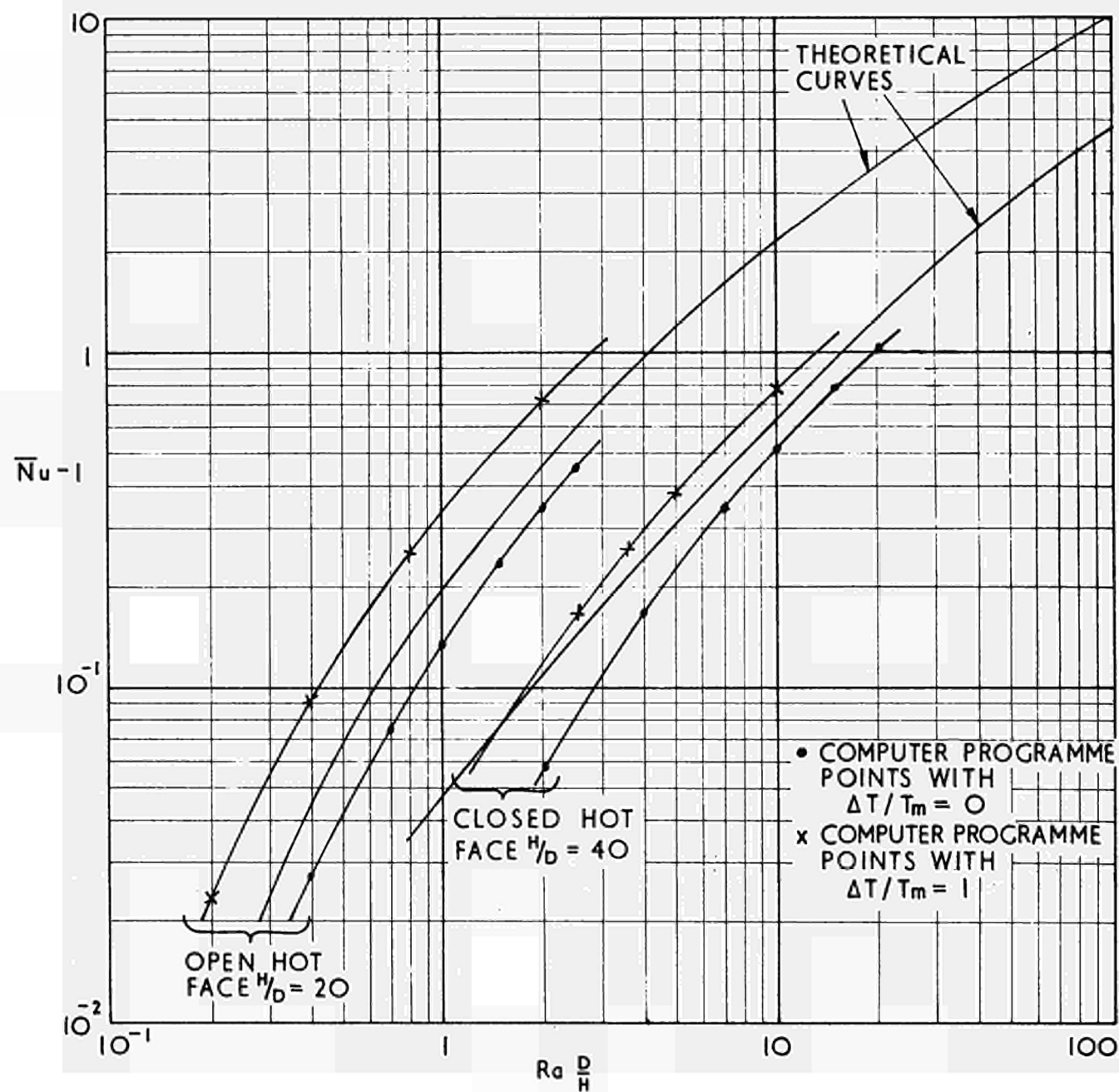
VERTICAL INSULATION PACK

FIG 4



THE CURVE OF  $\overline{Nu} - 1$  VERSUS  $F$   
 FOR FORCED CONVECTION CONDITIONS

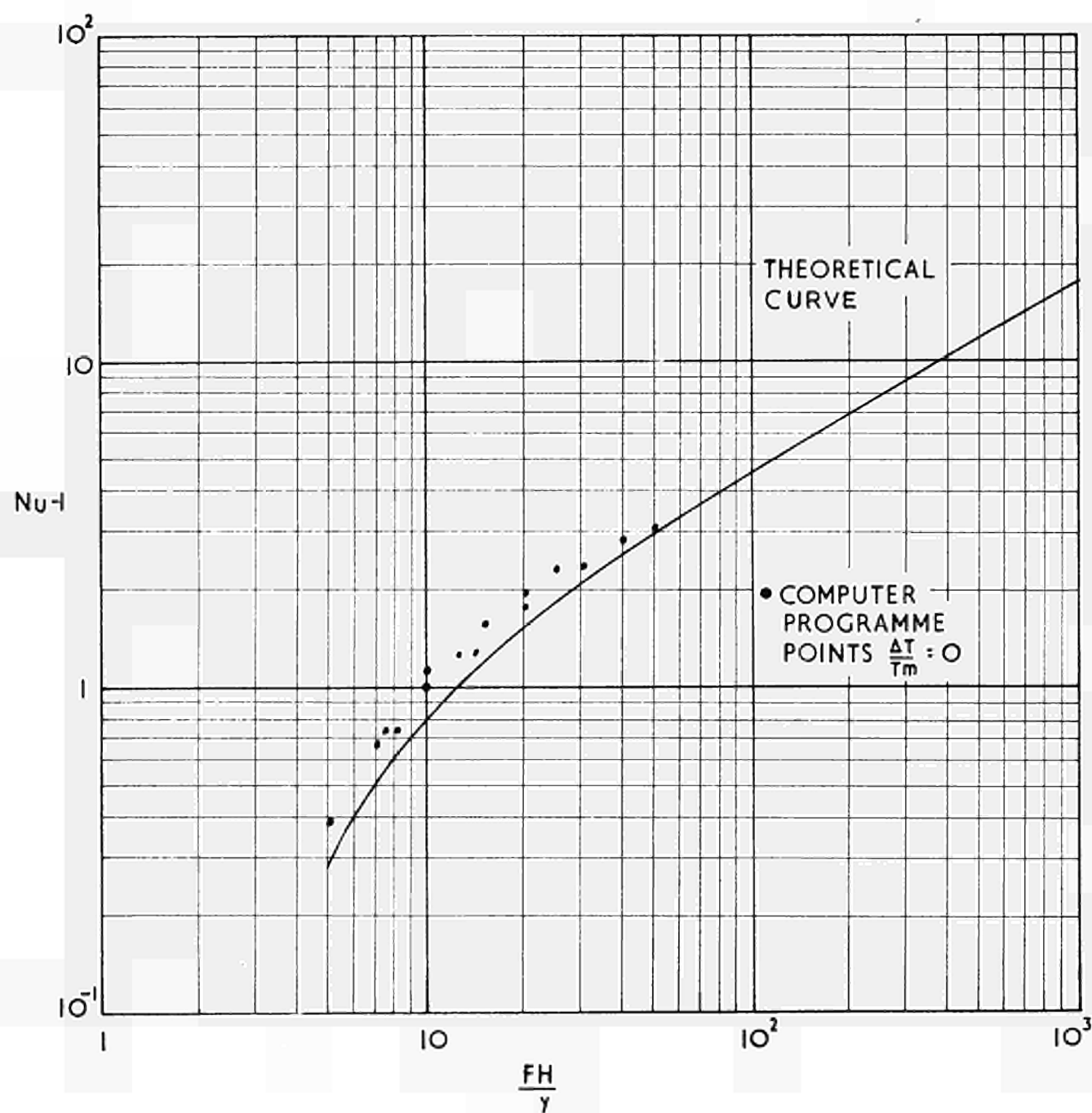
FIG 5



CURVE OF  $\bar{Nu} - 1$  VERSUS  $Ra \frac{D}{H}$  FOR THE NATURAL CONVECTION CASES

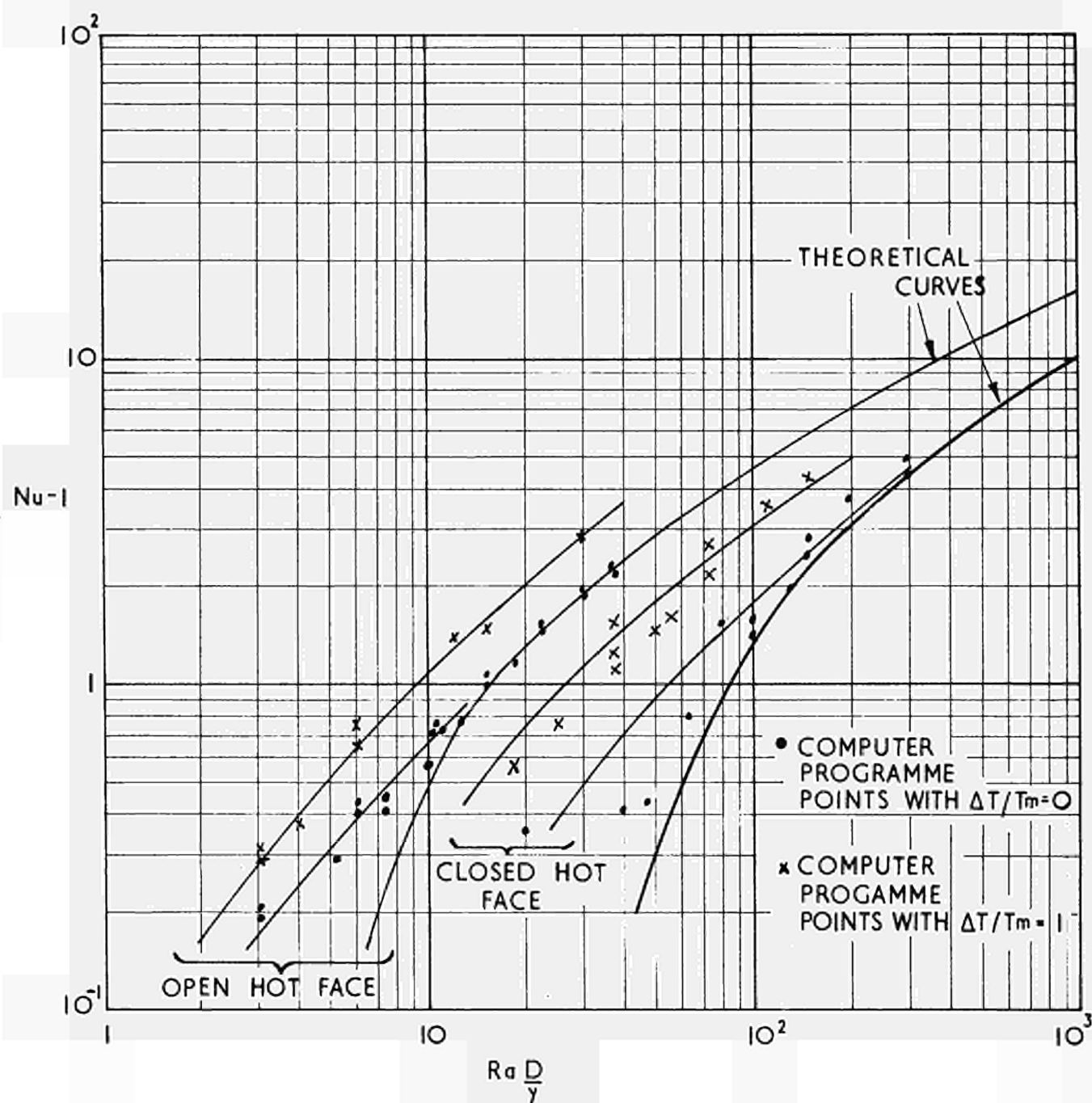
FIG 6





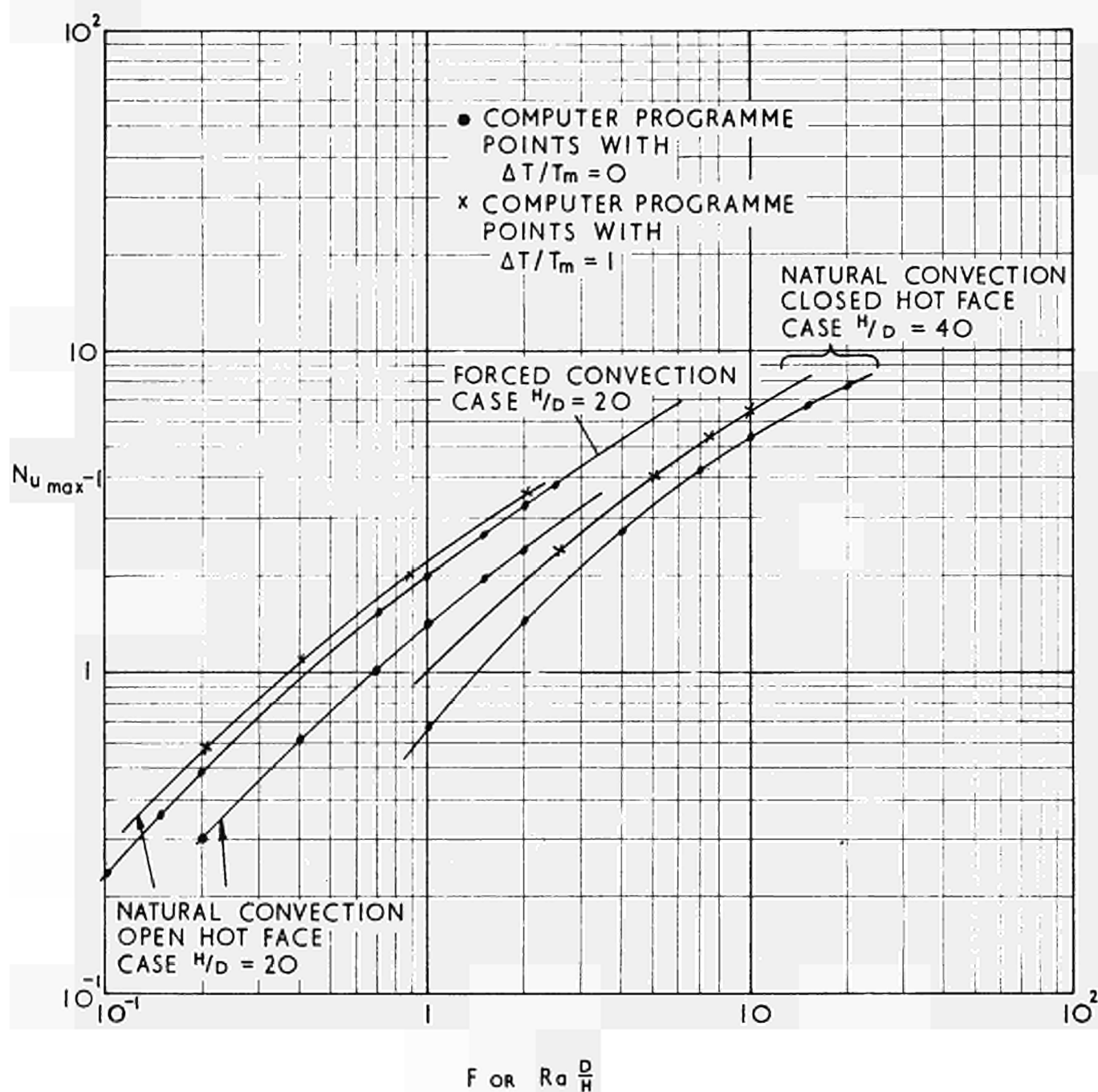
THE VARIATION OF  $Nu-1$  WITH  $\frac{FH}{\gamma}$   
FOR THE FORCED CONVECTION CASE

FIG 7



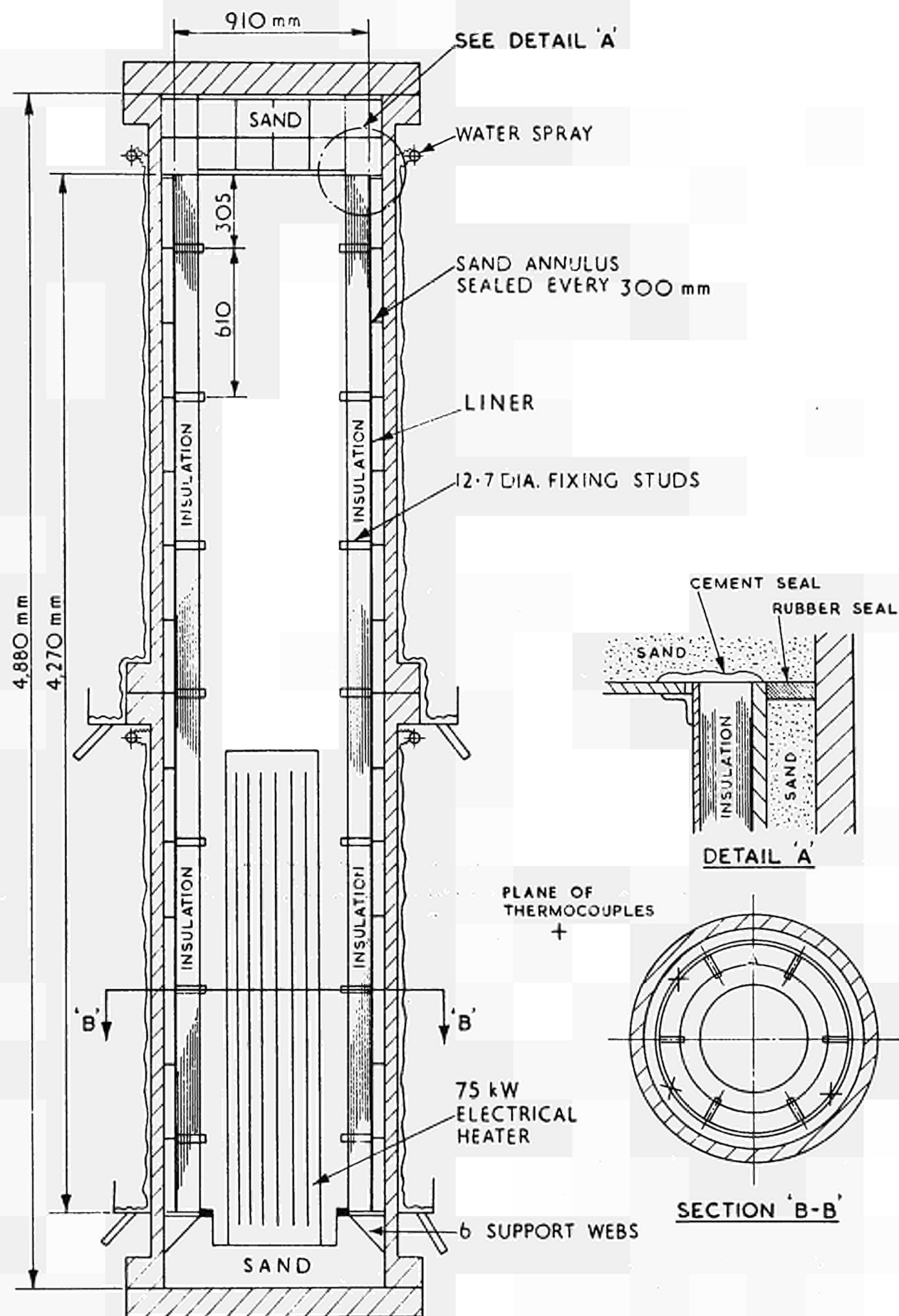
THE VARIATION OF  $Nu-1$  WITH  $Ra \frac{D}{\gamma}$   
FOR THE NATURAL CONVECTION CASES

FIG 8



THE VARIATION OF  $Nu_{max} - 1$  WITH  $F \text{ OR } Ra \frac{D}{H}$

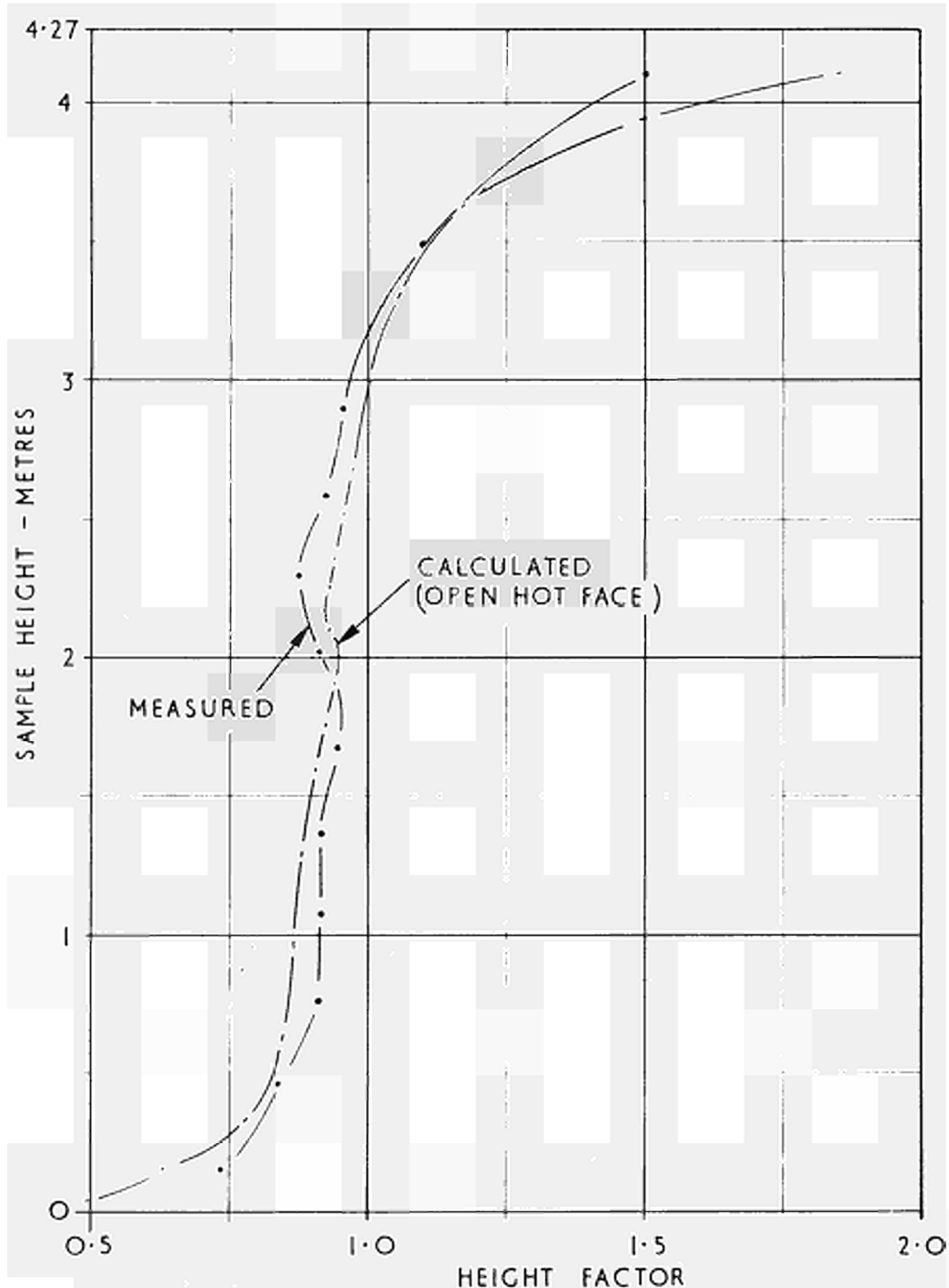
FIG 9



WORKING PRESSURE = 38 BAR

HIGH PRESSURE CONDUCTIVITY RIG

FIG 10

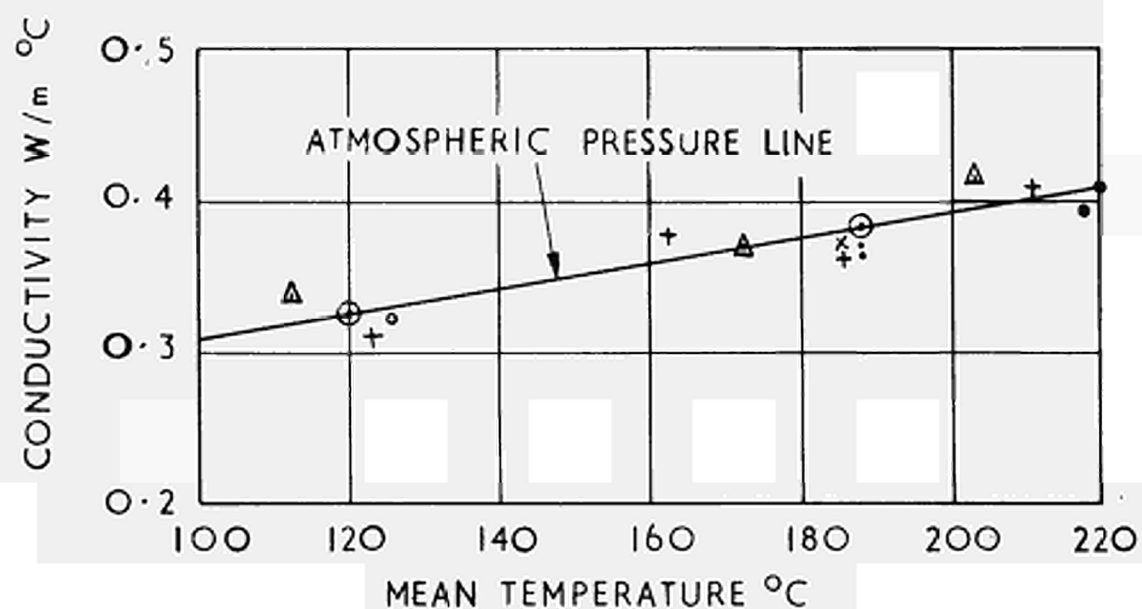


RAYLEIGH  $No = 184$   
 $Ra \left( \frac{D}{H} \right) = 2.2$

SAMPLE - TRITON 50 mm THICK  
 TESTED IN CARBON DIOXIDE AT 38 BAR  
 MEAN HOT FACE TEMPERATURE  $475^{\circ}C$

HEIGHT FACTOR IN CONDUCTIVITY RIG

FIG 11



GAS PRESSURE - BARS	⊙	•	x	+	Δ
	1	8	10	20	35

PERMEABILITY  $B = 4 \times 10^{-12} m$

MAX. RAYLEIGH No.  $Ra = 10.6$

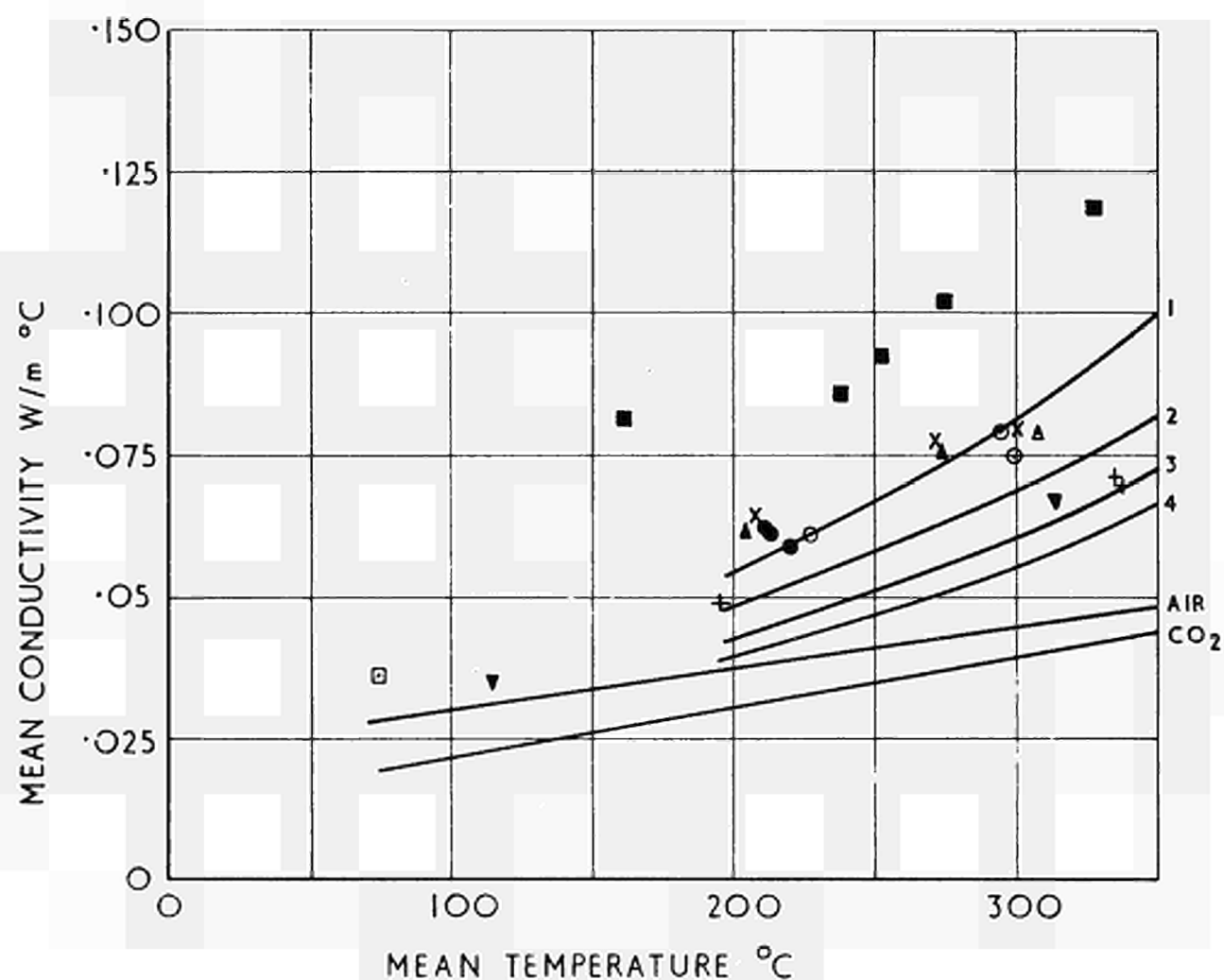
SAMPLE HEIGHT  $H = 4270 mm$

SAMPLE THICKNESS  $D = 127 mm$

$Ra \left( \frac{D}{H} \right) = 0.32$

MEAN CONDUCTIVITY OF SAND  
IN CARBON DIOXIDE

FIG 12



BLANKET THICKNESS mm	9		25		50	
BLANKET DENSITY kg/m <sup>3</sup>	128		72		72	
CARBON DIOXIDE PRESSURE - BARS	▽	1	○	1	▲	1
			△	12		
	▽	19	□	16		
			●	24		
	+	34	X	35	■	37

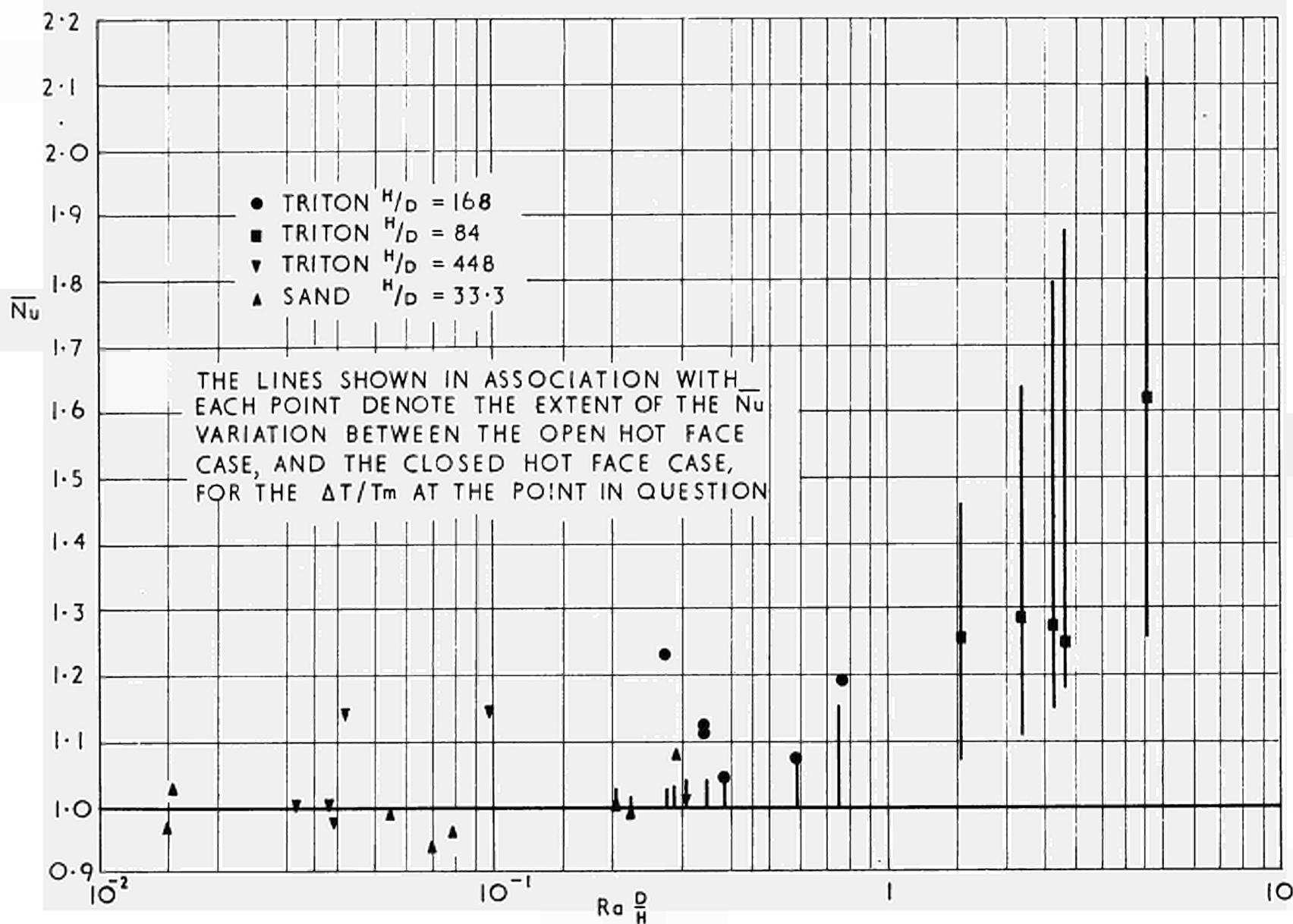
MANUFACTURERS DATA IN AIR				
	1	2	3	4
BLANKET DENSITY kg/m <sup>3</sup>	48	64	96	128

MEAN THERMAL CONDUCTIVITY OF TRITON KAOWOOL  
BLANKET IN AIR AND CARBON DIOXIDE

FIG 13

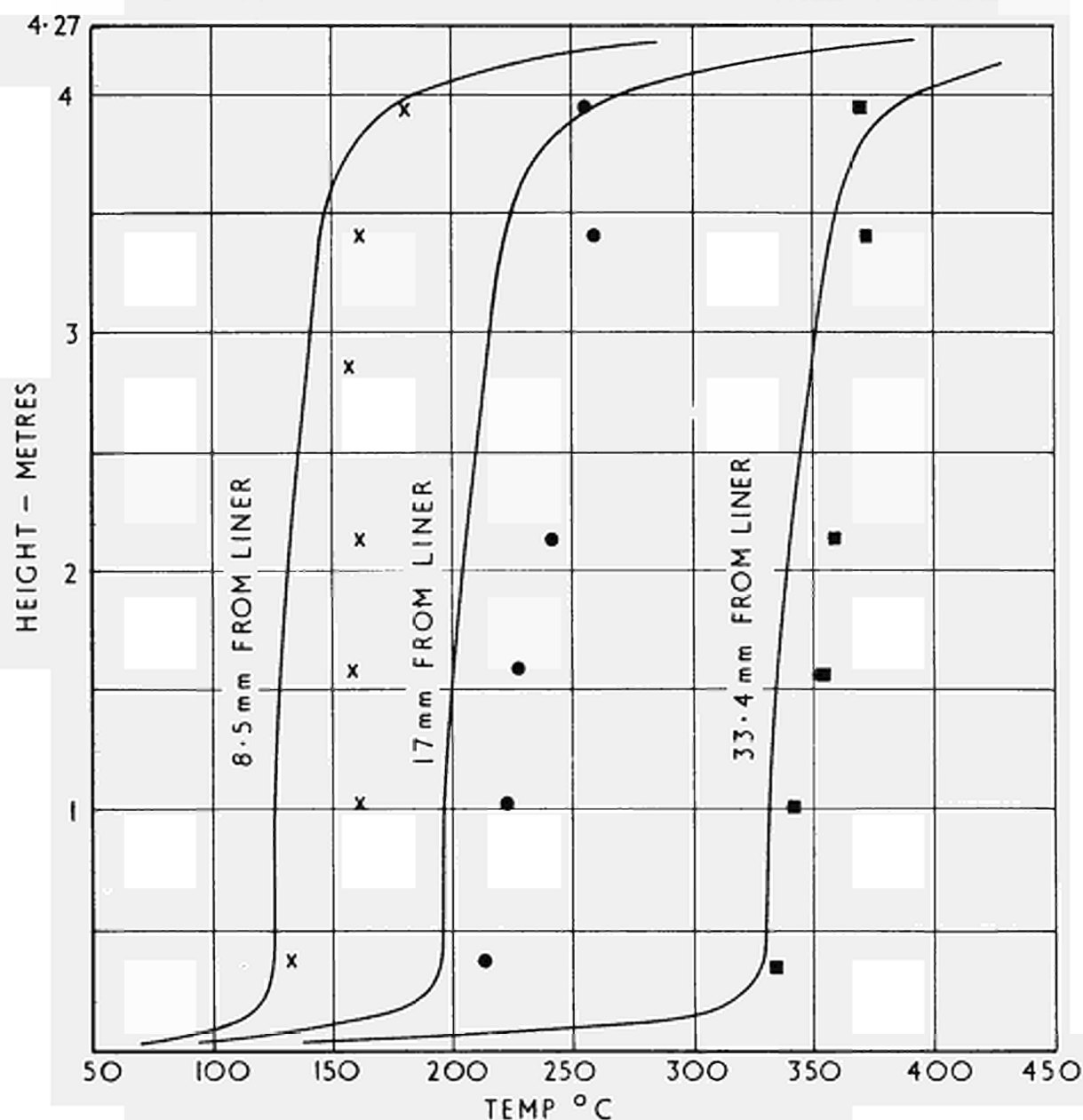
VARIATION OF  $\overline{Nu}$  WITH  $Ra \frac{D}{H}$  FOR THE  
NATURAL CONVECTION EXPERIMENTS

FIG 14





CURVES ARE BASED ON THE OPEN HOT FACE ANALYSIS



x MEASURED TEMP AT 8.5mm FROM LINER

● MEASURED TEMP AT 17mm FROM LINER

■ MEASURED TEMP AT 33.4mm FROM LINER

PERMEABILITY  $B = 10^{-10} \text{ m}^2$  $\text{CO}_2$  PRESSURE = 38 BARS $Ra = 41$  $Ra / \left( \frac{H}{D} \right) = 0.5$ 

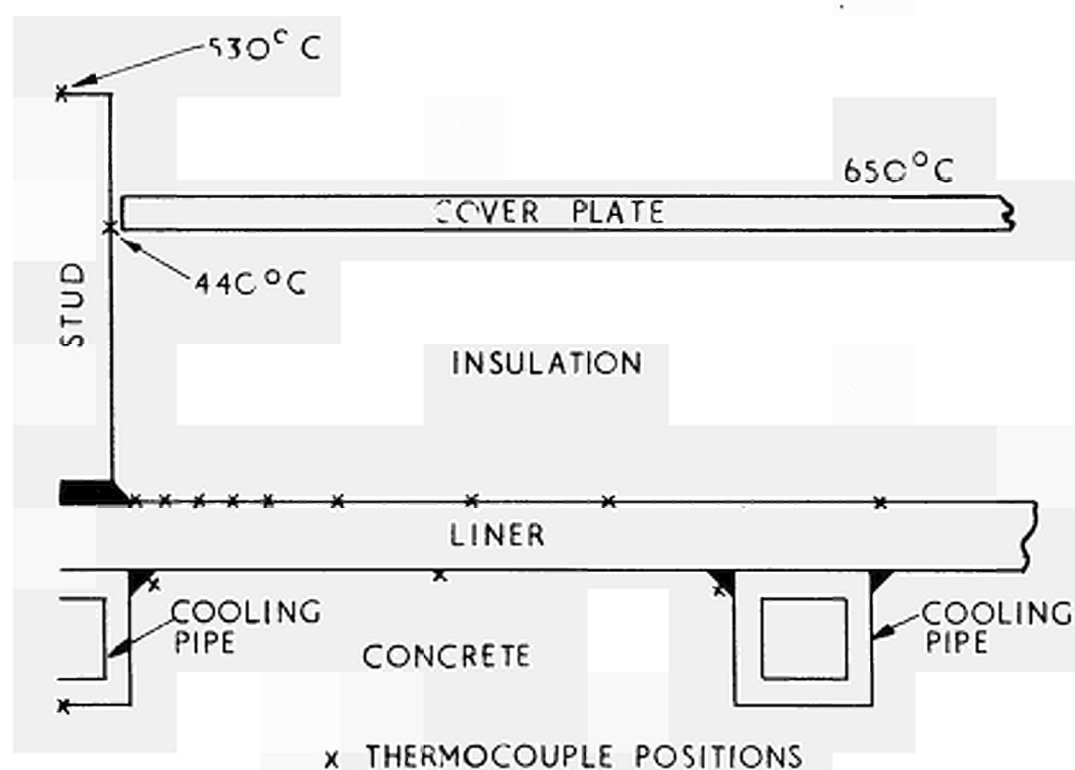
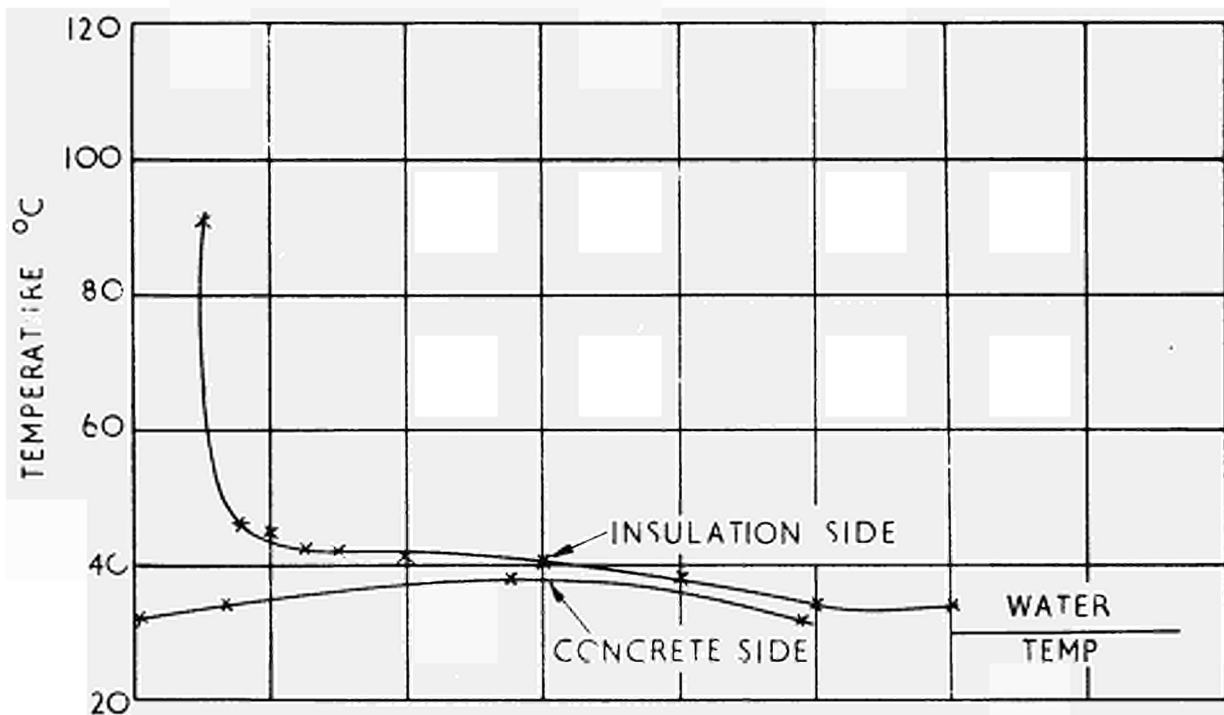
TEMPERATURE DISTRIBUTION IN A FIBROUS INSULANT

FIG 15

FOR REPRESENTATIVE STUD AND COVER PLATE

HEAT FLOW THROUGH ONE STUDHEAT FLOW THROUGH INSULATION

= 0.1

COVER PLATE, STUD & LINER TEMPERATURESFIG 16



THERMAL INSULATION  
SYSTEM DELANEY GALLAY

D. F. HUTTON

Delaney Gallay

N° 28a

Mr. Chairman, Ladies and Gentlemen,

Delaney Gallay have been interested in, and concerned with problems relating to heat exchange work and thermal insulation since the beginning of this century. For the past two years we have, in conjunction with The Nuclear Power Group, been investigating the possibility of using a fibrous ceramic material in gas-cooled reactors. This investigation has included an extensive and detailed research and development programme. Currently we have two contracts from The Nuclear Power Group to insulate reactor pressure vessels. The first of these contracts is at Hinkley Point on the west coast of England where the Nuclear Power Group are building the station for the Central Electricity Generating Board. The second contract is at Hunterston Nuclear Power Station where the Nuclear Power Group are building unit B for the South of Scotland Electricity Board. At Hinkley Point we have insulated the center section of the floor and have completed about 50 % of the insulation on vertical wall. At Hunterston we have been studding the walls in preparation for applying the insulation towards the end of this month.

Since Delaney Gallay have had the responsibility for translating the functional specification and theoretical considerations which Dr. Furber mentioned in his paper, I thought you might be interested in the five practical points which have emerged in this translation. Firstly if the insulation has to perform satisfactorily, it must remain attached to the reactor liner. This seems a very obvious point, but Delaney Gallay believe that the design of the insulation securing stud and its attachment to the reactor is of paramount importance. All the forces acting on that stud must be appreciated and must be accommodated in the design. This is particularly true for the forces originating from the thermal stresses, from the acoustic loading and from the method of erection. Secondly, there is the thermal performance which obviously must be maintained even in face of an impressed pressure gradient. Thirdly, the thermal movement and the stresses derived therefrom must be accommodated in the design. The thermal movements that have to be accommodated derive from the thermal cycling to which the reactor is subjected during

its lifetime. Fourthly, there is the mechanical integrity of the design and again this must be preserved in the face of quite severe conditions, deriving from the acoustic environment and from the depressurization case. Fifthly, and not by any means the least important, there is the erection feasibility of the design under site conditions, which are not always ideal. Delaney Gallay believe that the system they are now installing is particularly suited to the ever increasing pressures from the reactor constructors to reduce the programme. In short, they believe that it can be done quickly but surely. Finally, I believe the system we are offering is a very careful optimization of the five major features which I have discussed, I thank you.

20.11.1969

Diskussion - Discussion - Discussione - Beraadslaging n° 27 et 28

Mr. Kinkead, Dragon Project : Mr. Chairman, Gentlemen,  
Two questions towards Dr. Furber's paper. I think he was going to tell us, although he has cut short, exactly how you construct a completely open hot face with a mineral fibre insulation in the practical case of a reactor vessel. Perhaps he would enlarge on this and, secondly, is it not true to say that the fibre insulation must be influenced to some extent by intermediate foil layers used in the practical assembly. From this point of view I would like to ask if the theoretical treatment used by Mr. Davidson and Dr. Furber on the open hot face condition of a fibre insulation could be twisted to give a partially open hot face situation. I should also like to know how the forced convection effect was provided in the rig depicted. Thank you.

Mr. Davidson, The Nuclear Power Group Ltd : In answer to Mr. Kinkead's questions, we believe that the open hot face case is the most pessimistic case that can be achieved in a reactor environment, because of the large degree of sealing that is necessary in order to prevent forced convection effects within porous packs. We like to be pessimistic in this respect and try to ensure that the insulation will work in environments with an open hot face. In large areas of the reactor this is fairly true. In small areas of the reactor where large pressure gradients are formed, e.g. when jets play on the insulation then we have to take into account sealing characteristics over the hot face. The computer programme that we have will handle hot face sealing characteristics other than entirely open or entirely closed and we can include the effect of intermediate foil layers in porous packs. We do find that the effect of the sealing characteristics on the hot face is very dependent upon aspect ratios and the effects measured in small rigs with hot face seals can be very different from those that can be inferred for reactor conditions where the height to thickness ratio is very different.

Dr. Furber, The Nuclear Power Group Ltd : I think Mr. Davidson did not answer the second question, but I will answer it when I comment on your paper Mr. Kinhead.

M. Lecourt, C.A.F.L. : Ma question est relative à l'exposé de M. Furber (exposé 28). Je voudrais savoir si M. Furber a procédé à des recherches expérimentales systématiques, ou même partielles, des types de calorifuges qu'il a présentés, placés dans des conditions telles que ces calorifuges soient soumis à un gradient de pression longitudinal variable en tant que paramètre. Et, si sa réponse est positive, de nous donner quelques résultats concernant ces essais.

Dr. Furber, The Nuclear Power Group Ltd :

The position with regard to pressure gradient work is that we have carried out a fairly extensive programme on prototype models of the floor and other areas of the Hinkley Point-B insulation. I think all I can say at this point is that Mr. Davidson's theory adequately predicts the trends that we have observed in our tests, which were carried out in a high pressure carbon dioxide environment and covered equivalent, but not actual, pressure gradients, more severe than those our aerodynamic model tests had shown would arise in the Hinkley-B station. We are however continuing with a very large programme of basic work in which both atmospheric pressure rigs and high pressure rigs will be used to investigate this particular problem. As I said in my conclusion, both our French colleagues and ourselves believe that this is the one outstanding area where our knowledge is not yet adequate.

M. Fournier, Cie de St Gobain : Mes remarques se réfèrent à l'exposé de M. Furber. Il s'agit des idées de base concernant les relations entre la perméabilité et les paramètres qui caractérisent le milieu fibreux.

M. Furber a tenté d'aller plus loin que l'exposé présenté par M. Pirovano en ne se contentant pas de faire intervenir la



perméabilité mais en essayant de définir le milieu fibreux par le diamètre moyen des fibres et la densité apparente. Les hypothèses sur lesquelles s'est basé M. Furber sont les suivantes :

1. le diamètre moyen des fibres  $\delta$  n'est pas une caractéristique valable. En particulier, il peut arriver que la perméabilité augmente ou diminue pour une même variation du diamètre moyen des fibres, toutes choses égales par ailleurs. En fait, ce qu'il faudrait faire intervenir, c'est l'histogramme de la répartition des diamètres de fibre par l'intermédiaire de la surface spécifique moyenne.
2. la théorie du rayon hydraulique est fausse pour les milieux fibreux à haute porosité et donc la formule 3-3 de l'exposé de M. Furber est inexacte, tout comme la formule de Koseny-Karman. Ceci est démontré par le fait que la "constante  $A$ " n'est pas constante, ni lorsque le diamètre  $\delta$  reste constant si on fait varier  $\rho_i$ , ni quand on maintient  $\rho_i$  constant en faisant varier  $\delta$ . Ceci veut donc dire au moins que les exposants de la formule sont faux, et que la constante  $A$  n'a pas de sens. Cela tient à notre avis au fait que le milieu fibreux n'est pas assimilable à un tuyau fictif mais à des obstacles isolés au milieu d'un gaz, ainsi qu'un auteur américain, M. Iberall, a tenté de l'exposer dans une théorie simplifiée, il y a plus de 10 ans. Ceci peut expliquer à mon avis un certain nombre d'anomalies dans vos résultats par rapport aux lois théoriques que vous avez tenté de dégager.

Mr. Walker, Darlington Chemicals : Could I ask you Dr. Furber how much of this you noted and if you are in a position to reply ? It seems to me that you have about five questions and five arguments.

Dr. Furber, The Nuclear Power Group Ltd : I'm not in a position to answer all the questions, but I'll do my best to answer one or two. I think really the questioner has misread the paper. He

may have perhaps read too much into the paper. We are fully aware of the fact that  $A$  is not constant. We do not claim that it is constant. This is a very simple model, and I have forgotten the page of my paper, but when we are considering the data we, I think, list several points where the model grossly oversimplifies the true situation. Clearly we agree it is not true that you can treat a fibrous material as a pipe, because obviously many of the fibres, if not all of them, are inclined to the flow. We accept this criticism. All we claim for the model is that it gives a very useful guide to the parameters we are looking for in a fibrous material which influence the permeability. Now when the questioner says that it fails for highly porous materials, what does he mean by "highly porous" ? Is  $10^{-10} \text{ m}^2$  highly porous or not ? This is the permeability we are interested in. I am suggesting, though the model is inadequate, that it does at least indicate three things : 1) that the packed density is important and 2) that the fibre diameter is also important, 3) that the trends are correctly indicated by the model. I do also accept that  $A$  is not constant. It was never claimed to be constant. Thank you Mr. Chairman.

M. Jolas, EDF : Une première question pour M. Pirovano.

Dans la zone de transition entre le régime asymptotique et le régime à couches limites séparées, il semble y avoir d'après le graphique que vous nous avez présenté, une brusque augmentation du nombre de Nusselt analogue à celle que l'on trouve dans le cas où l'on a une couche horizontale avec une face chaude en dessous. Avec quelle précision la formulation que vous donnez représente-t-elle les résultats des calculs numériques dans cette zone de transition ?

Une deuxième question pour le Dr. Furber : Dans le cas d'un gradient de pression le long de la face chaude, vous donnez des résultats valables pour un milieu presque isotrope. Jusqu'à quel coefficient d'anisotropie  $\frac{B_x}{B_y}$  cette formulation est-elle valable ?

M. Pirovano, Bertin et Cie : Il est vrai que l'on constate au moment du passage du régime à couches limites jointives au régime à couches limites séparées, une augmentation de la conductibilité apparente du milieu poreux. Cette variation n'est pas aussi brutale que dans le cas des couches horizontales avec face chaude en dessous, puisque dans le cas des cellules verticales le nombre de Nusselt croît comme le nombre de Rayleigh élevé à la puissance 0,5 environ, alors que dans le cas des cellules horizontales à face chaude inférieure chauffée, le nombre de Nusselt croît comme le nombre de Rayleigh à la puissance 1 à peu près. Il est difficile, dans ce cas, de définir une précision, puisque les relations générales que j'ai données partent de conditions limites standard qui n'existent pas souvent dans la réalité. Il faut donc, pour un cas d'application précis, introduire dans un calcul numérique les données réelles du cas étudié et calculer ainsi la valeur du nombre de Nusselt. Nous l'avons fait pour quelques expériences pour lesquelles nous avons pu reproduire exactement le calcul correspondant à l'expérience effectuée. La concordance est bonne, disons dans les limites de 10 %.

Je vous signale par ailleurs, que dans le rapport de MM. Davidson et Furber, le coude entre le régime asymptotique et le régime à couches limites séparées a été fouillé plus en détail que dans les courbes que je vous ai montrées, et vous avez pu voir que la cassure n'est pas aussi brutale que cette représentation simplifiée le montre. Il y a une courbure à cet endroit et cette région mérite évidemment un examen tout particulier, puisque si on compare de bons calorifuges entre eux, ils vont tous se situer dans cette région, et c'est sur quelques fractions d'unité du nombre de Nusselt que la comparaison peut se faire.

Mr. Davidson, The Nuclear Power Group Ltd : In reply to the question for isotropic or near isotropic solids. We have carried out computer studies in which the parameter  $\frac{B_x}{B_y}$  that is the ratio of the permeabilities in the two directions we are interested in, varies from 10 to 1/10. The variation with values in that

range has not been appreciable. With respect to stainless steel foil insulants, in which the ratio of the permeabilities is very much greater, the theory that we have given in this paper really does not apply. This is indicated. If one produces a non dimensional analysis of a stainless steel pack it then becomes apparent that the stainless steel pack is equivalent to an isotropic pack in which the height to thickness ratio is extremely small, of the order of  $1/100$ . We have studied these ratios of  $1/100$  equivalently, when we have studied stainless steel foil packs.

Dr. Furber, The Nuclear Power Group Ltd :

If I could just comment on the second part of the question. This gives me an opportunity to comment on figure 5 of paper 27. I am sure we all agree that in nature one does not get discontinuities of the type shown on figure 5 and the scatter of the actual experimental data has already been admitted to be high. What one must realize is that in an insulation problem we are not really interested in Rayleigh numbers as high as indicated in this figure. This would mean a conductivity of the order of 20 times that of the static gas conductivity. I think we would be interested in up to three or four times that value. This restricts us to values of about 2 or 4 on the horizontal axis of figure 5. So if we now think about this correlation over what we suggest is the more relevant range from the reactor point of view, I think that there is no fundamental disagreement between our figure 14 and the experimental points that are indicated on figure 5.

M. Terpstra, Euratom : De studies van de heren Pirovano en Furber hebben tot onderwerp de convectieve stroming in poreuse media begrengd door, al of niet permeabele, vlakke gladde wanden. Op het grensvlak van deze poreuze media en de vlakke wand is er een discontinuïteit in de permeabiliteit. Mijn vraag is nu de volgende : Is deze discontinuïteit in het poreuse medium mede verantwoordelijk voor de zeer sterk uitgesproken snelheidspieken die wij aan de wanden gezien hebben op één van de dias die door de heer Pirovano getoond zijn ? Zo ja, hebt U in uw

experimenten dan bijzondere voorzorgen moeten nemen om de invloed van deze snelheidspieken, dus van deze discontinuïteit, te verminderen. En ten slotte, indien zulke maatregelen nodig zijn, wat moet U dan doen in een reactordrukvat om te voorkomen dat ook daar aan de lekdichte huid dergelijke snelheidspieken voorkomen ?

M. Pirovano, Bertin et Cie : Il est vrai que dans les expériences que nous avons réalisées, nous constatons que des hétérogénéités locales de matériaux poreux existent et qu'elles donnent, par rapport aux courbes théoriques de profils de vitesses ou de températures que l'on peut calculer, des courbes qui filent beaucoup moins bien. Je dois dire que ceci est particulièrement sensible à l'échelle à laquelle nous avons travaillé expérimentalement. Les expériences optiques, pour lesquelles je vous ai montré des photos en couleur étaient réalisées sur des maquettes de 30 cm de hauteur maximale et environ 10 cm d'épaisseur. Il est évident qu'à cette échelle une hétérogénéité de matériaux poreux a une influence beaucoup plus sensible sur la forme des profils de vitesse ou de température qu'elle ne l'aurait à échelle plus grande. Nous avons aussi dû attacher un soin très particulier à réaliser aux parois des maquettes un contact aussi bon que possible entre le matériau fibreux et la paroi solide elle-même. Dans le cas d'un mauvais contact, on constate que la moindre lame libre qui subsiste entre le matériau fibreux et la paroi provoque des mouvements de fluide beaucoup plus importants que ceux qui peuvent prendre place dans le milieu fibreux lui-même et on peut avoir alors, bien sûr, un court-circuit du milieu poreux qui à ce moment là, ne joue plus un rôle très efficace.

Nous pensons que c'est un point important que M. Terpstra a bien raison de souligner et qu'il importe dans les applications pratiques aux réacteurs d'attacher un soin particulier au contact entre l'isolant et la paroi froide, c'est-à-dire, la peau d'étanchéité du réacteur.

Dr. Furber, The Nuclear Power Group Ltd : In the paper we stress the importance of ensuring that no voids arise in the insulant. If the design permeabilities is  $10^{-10} \text{ m}^2$ , a 1 % void in the insulant effectively drops the permeability to  $10^{-8} \text{ m}^2$ ; a 1 % void in the insulant drops the permeability by 2 orders of magnitude. I don't think you need any further evidence to show how important this is, and of course it just indicates how terribly difficult the experimental work is, particularly when you realize that the permeability figures that we have given are rather idealized figures. The figures that you really want in the design analysis are the permeability of the material as installed. When you have to build up a relatively sizeable model in order to reproduce an adequate number of modules the experimental problem of ensuring that there are not spurious flows is severe. That is why I made the point that it is so valuable to note that at atmospheric pressure the permeability is very close to the permeability you would measure in a high pressure rig. If it were not so we would have to carry out permeability measurements on large-scale models at gas pressures of the order of 600 psi or 40 bars and you could imagine what a problem the experimentalist would have. Thank you Mr. Chairman.

M. Pierre Lecussan, Quartz et Silice.- Je voudrais simplement signaler à votre attention l'existence d'un nouveau matériau en Silice Pure Fondue, matelas fibreux à haute densité sans liant organique.

Compte tenu de ses qualités mécaniques à haute température, et de sa faible perméabilité, ce matériau est très intéressant pour le calorifugeage d'enceintes sous pression et en particulier de réacteurs nucléaires.

Caractéristiques :

Densité : les plus courantes s'étagent de  $20 \text{ kg/m}^3$   
(1,25 lb/cu.ft) à  $100 \text{ kg/m}^3$  (6,25 lb/cu.ft)

Analyse chimique : Silice 99,9 %  
Total des impuretés  $< 0,1 \%$  - traces de B,  
de F et S

Température d'utilisation maximum :  $1.050^\circ\text{C}$  ( $1.920^\circ\text{F}$ )

Résilience : le matelas comprimé au  $3/4$  de l'épaisseur nominale, et porté pendant plusieurs heures à  $800^\circ\text{C}$  ( $1.500^\circ\text{F}$ ) retrouve plus de  $90^\circ$  de son épaisseur nominale.

Les autres caractéristiques intéressant les utilisateurs nucléaires ont été mesurées par ces derniers.

Les résultats de ces mesures ne nous appartiennent pas, mais ils ont donné entière satisfaction à nos clients, qui ont utilisé ce matériau dans un réacteur nucléaire à haute performance, en particulier aux Etats-Unis.

TENUE D'UN CALORIFUGE A DES SOLLICITATIONS ALTERNEES  
D'ORIGINE AERODYNAMIQUE

L. ROURE

Société Bertin et Cie, Paris

N° 29



## 1. - INTRODUCTION

### 1.1. - Motif de l'étude

Dans la centrale nucléaire de Bugey, on utilise le gaz carbonique sous pression comme fluide caloporteur. Celui-ci est mis en mouvement par quatre thermosoufflantes qui débitent dans la partie inférieure de l'espace annulaire compris entre le caisson et la jupe support du réacteur, dont la paroi concave est équipée de calorifuge CAFL.

L'écoulement unidirectionnel et permanent ne s'établit pas immédiatement à la sortie des diffuseurs de soufflantes en raison de la discontinuité locale de section.

L'expérience acquise sur les phénomènes instationnaires permet de savoir que la zone d'établissement est le siège de perturbations d'origine aérodynamique.

Une étude générale a donc été entreprise, dans le cadre de la réalisation de Bugey 1, en vue :

- d'une part, de préciser la nature et de déterminer l'importance de ces phénomènes,
- d'autre part, d'étudier l'influence de ces sollicitations sur la tenue mécanique de la "structure calorifuge".

C'est de cette action qu'il sera question dans la suite, bien que les principes qui ont conduit au programme de travail précisé plus loin soient applicables à tout problème de vibrations.

Dans celle-ci, le lecteur trouvera : d'abord un rappel des résultats obtenus lors des différentes études expérimentales ; ensuite, la méthode et la justification des calculs théoriques effectués ; enfin, la synthèse de l'ensemble de ces travaux de laquelle découleront les conclusions relatives à la tenue mécanique du calorifuge dans les différentes zones.

## 1.2. - Position du problème

### 1.2.1 - Nature de la structure étudiée

La structure calorifuge conçue par CAFL est constituée par la juxtaposition d'éléments formés de matelas de calorifuge (tissage métallique) comprimés par une plaque de casing.

Quatre goujons fixés sur la peau d'étanchéité et quatre brides carrées disposées au coin de chaque plaque assurent la compression demandée.

L'immobilisation d'une plaque par rapport à ses fixations, est assurée par la soudure d'une des quatre brides. (voir schéma page 3 )

### 1.2.2. - Environnement de la structure

L'ensemble casing-calorifuge est disposé, en partie courante, à la paroi interne d'un espace annulaire où circule le fluide caloporteur.

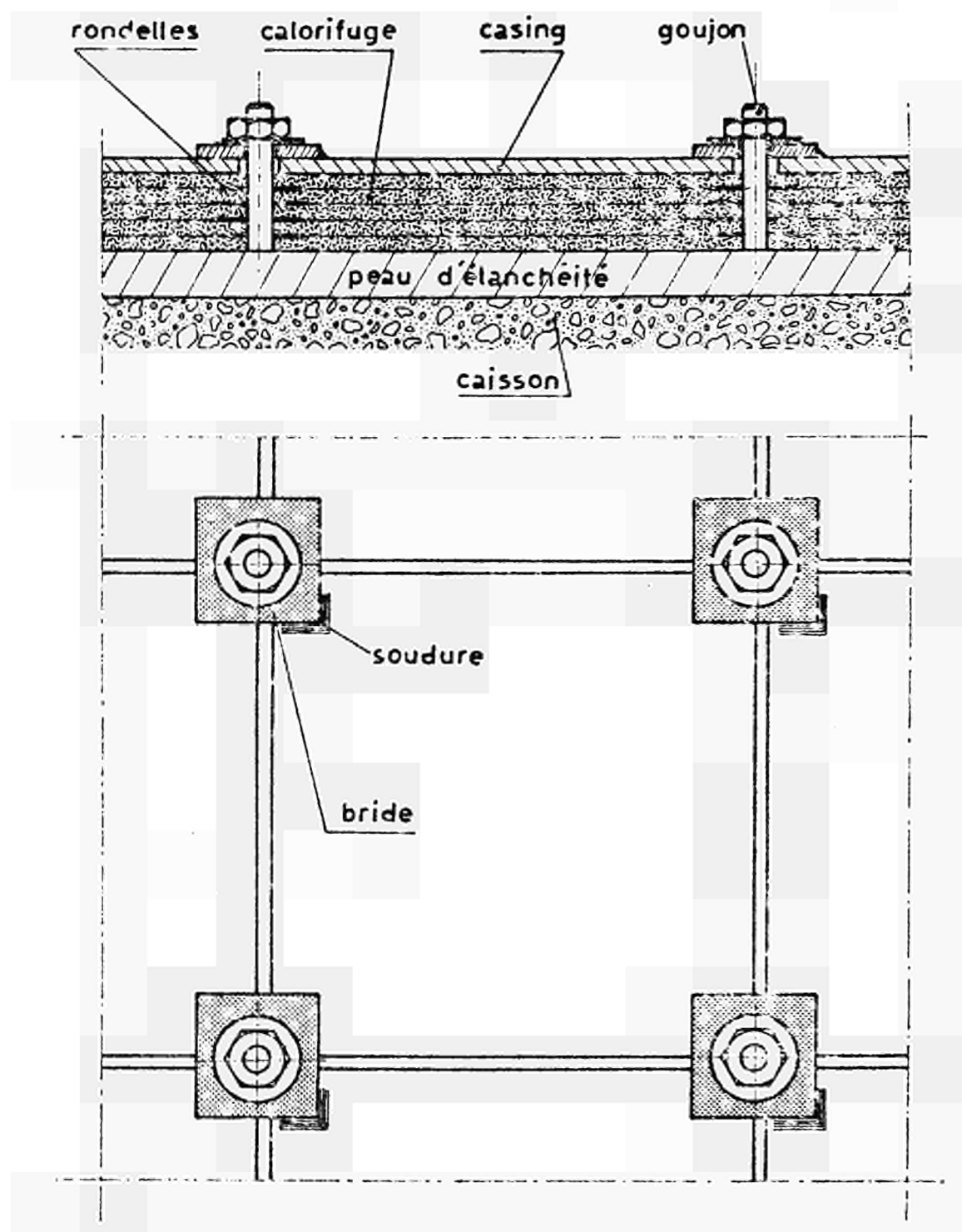
Ce dernier est mis en mouvement par quatre soufflantes situées à la base de l'espace annulaire. (voir schéma page 4 )

### 1.2.3. - Programme d'étude

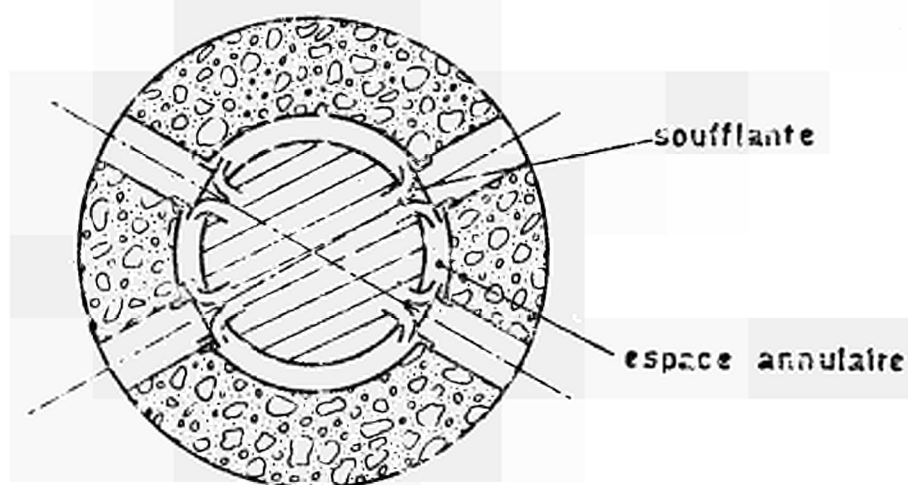
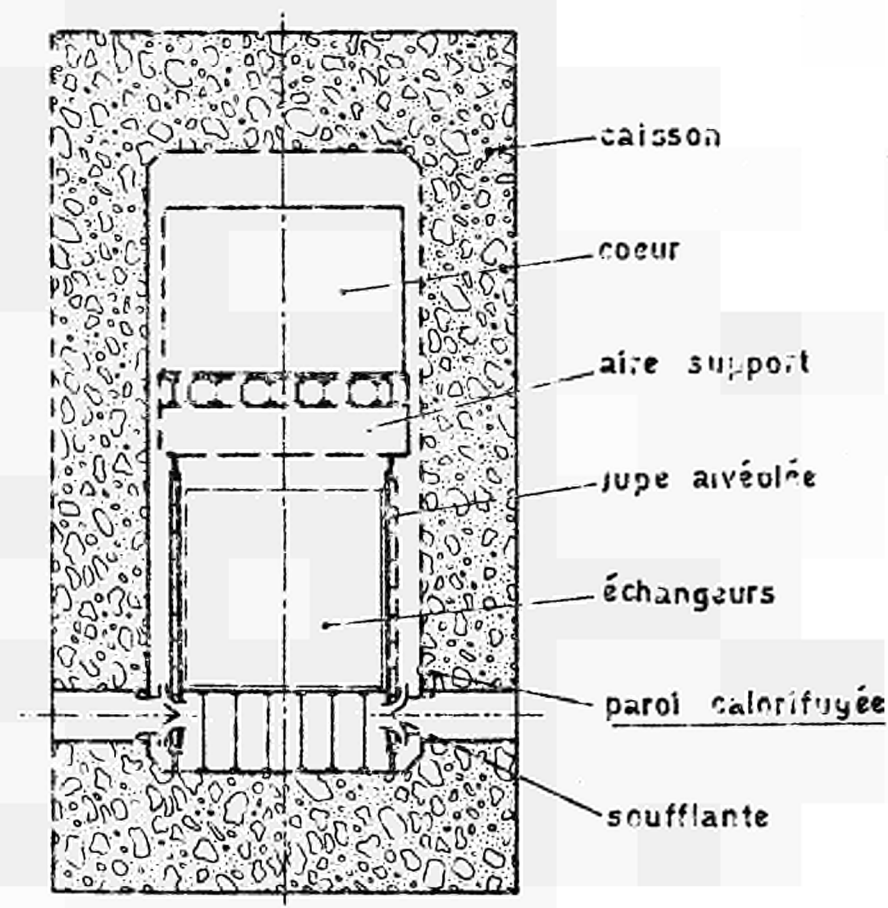
Comme il est d'usage dans tous les problèmes de vibration, l'étude a porté sur :

- a) l'origine des vibrations (générateur)
- b) les propriétés mécaniques de la structure (récepteur)
- c) la réponse de la structure placée dans les conditions d'utilisation (association générateur-récepteur)

## Calorifugeage en zone courante



## Schéma de la centrale Bugey I



Disposition des soufflantes  
en azimut

d) la tenue à la fatigue des divers éléments constituant la structure.

Ces quatre alinéas nécessitent quelques précisions :

#### 1.2.3.1. - Origine des vibrations

##### Expertise aérodynamique

Celle-ci a pour but de :

- qualifier les différentes sollicitations d'origine aérodynamique engendré par les soufflantes,
- d'analyser les phénomènes qui prendront naissance dans les conditions réelles de fonctionnement de la Centrale.

##### Essais aérodynamiques sur maquette en vue de :

- contrôler les conclusions de l'expertise,
- situer le niveau des perturbations,
- définir l'influence de l'état de surface de la paroi située face au calorifuge, ici la jupe alvéolée.

#### 1.2.3.2. - Propriétés mécaniques de la structure

##### Caractéristiques statiques

C'est-à-dire, détermination de la loi reliant l'écrasement des matelas à la réactivité du calorifuge.

### Caractéristiques dynamiques

Plus précisément, recherche des fréquences propres, des formes propres, du coefficient d'amortissement et des contraintes, sous l'effet d'une excitation harmonique de faible amplitude.

#### 1.2.3.3. - Réponse de la structure

Cette partie comprend deux phases, l'une expérimentale, l'autre théorique.

#### Essais d'endurance

Ces essais ont pour but d'étudier le comportement dans le temps d'un élément de structure (une plaque placée au centre d'un ensemble de neuf plaques) dans des conditions analogues à celles du fonctionnement réel.

#### Calcul de la réponse

Les essais précédents, n'étant pas représentatifs de l'ensemble des phénomènes, ont été complétés par une étude théorique qui permet de tenir compte à la fois du caractère aléatoire du phénomène et des différents couplages.

#### 1.2.3.4. - Tenue à la fatigue des divers éléments de la structure

- Etude de l'évolution dans le temps de la loi de compressibilité du calorifuge
- Recherche de la limite d'endurance des goujons de fixation
- Détermination de la limite d'endurance de la soudure reliant la plaque de casing à la bride

## 2. - ORIGINE DES VIBRATIONS

### 2.1. Tentative d'explication des phénomènes

Plusieurs causes peuvent a priori provoquer des perturbations susceptibles d'engendrer des vibrations, on peut citer :

#### 2.1.1. Perturbations existant à l'entrée de la soufflante

Le bon fonctionnement d'une soufflante dépend en grande partie de son alimentation. Des obstacles placés en amont suscitent des perturbations à caractère périodique (tourbillon de BERNARD-KARMAN).

Dans le cas de BUGEY I, ces obstacles sont constitués par les différentes canalisations d'eau et de vapeur et les aubes de l'obturateur.

#### 2.1.2. Perturbations créées par la soufflante

Les perturbations créées par les aubages (qu'ils soient fixes ou mobiles) peuvent être classées selon deux catégories :

- . perturbations dues au sillage quel que soit le régime de fonctionnement,
- . perturbations créées hors du fonctionnement nominal.

#### - Sillage des aubes

Chaque aube mobile entraîne dans son mouvement un champ de pression et un sillage. L'espace compris entre deux aubes du stator est soumis à une perturbation de fréquence  $Z n$  ( $Z$  = nombre d'aubes mobiles ;  $n$  = fréquence de rotation de la soufflante).

- Perturbations hors du point nominal

Lorsque le point de fonctionnement d'une soufflante est très éloigné de l'adaptation nominale, l'écoulement peut être perturbé par :

- . le pompage,
- . le décollement des aubes fixes et mobiles,
- . le décollement du diffuseur.

2.1.3. Perturbations à la sortie du diffuseur

- Eclatement du jet

Si l'on considère une soufflante placée dans les conditions de la Centrale de Bugey I, l'écoulement est comparable à celui produit par l'éclatement d'un jet (voir planche page 9 ).

Les perturbations ainsi créées ont un caractère aléatoire mais présentent des fréquences dominantes autour d'une valeur  $f$  donnée par l'expression :

$$f = \frac{S V_{dm}}{(1 - e)} \quad (S \text{ étant le nombre de Strouhal})$$

- Confluence des écoulements de 2 soufflantes

Dans les plans médians de deux soufflantes rapprochées où les perturbations des diffuseurs ne sont pas atténuées, la confluence des deux jets provoque la formation d'un écoulement tourbillonnaire.



# Eclatement d'un jet dans un espace confiné

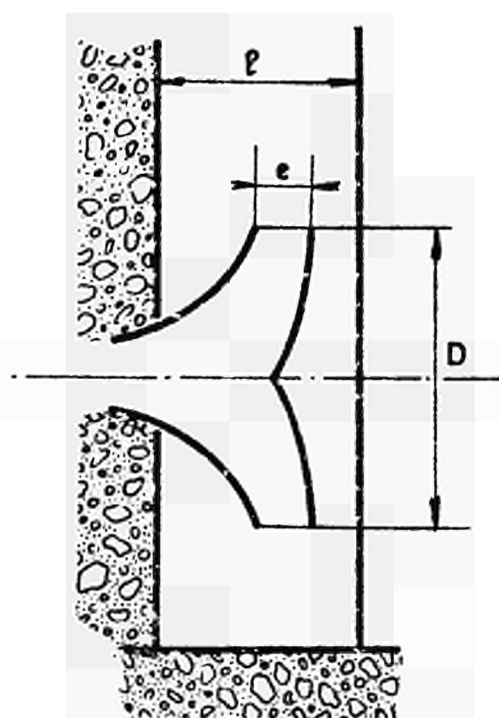


Schéma physique

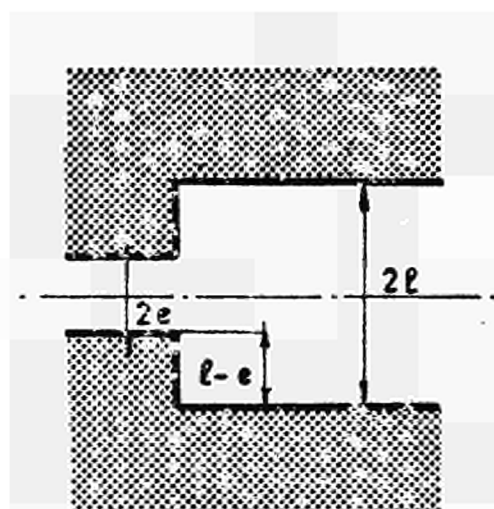
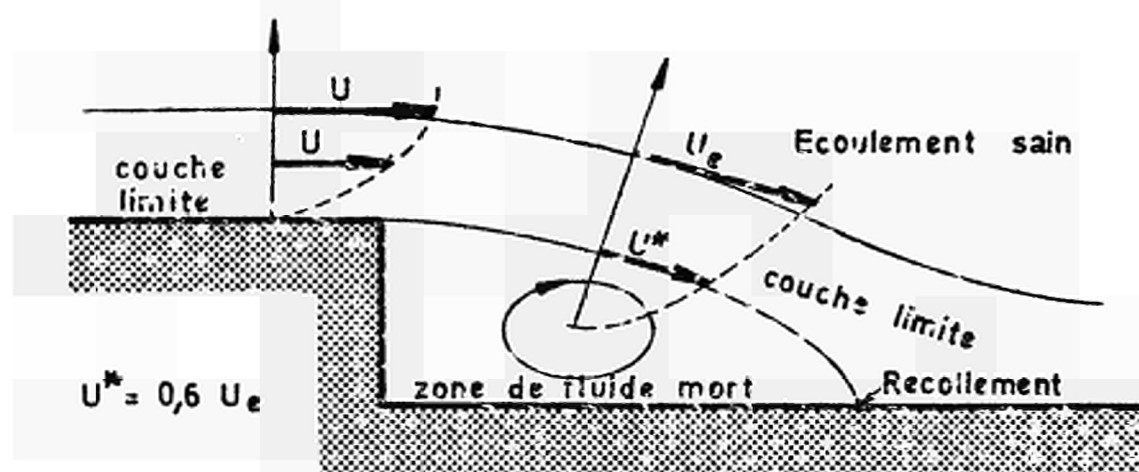


Schéma équivalent



Explication du phénomène par la théorie de CHAPMAN

L'amplitude des perturbations correspondantes est au plus égale à deux fois celle des pulsations qui prennent naissance dans les zones situées sous les diffuseurs (effet de sol).

## 2.2. Etude expérimentale

Bien que des renseignements concernant l'écoulement aérodynamique aient été obtenus à propos de Saint-Laurent I, deux études expérimentales ont été menées conjointement, à savoir :

- Arçain sur maquette au 1/2,7 effectués par l'E.D.F.-Chatou.
- Essais sur maquette au 1/25 effectués par la Société BREVIN.

De ces essais, ont pu être tirées les conclusions suivantes :

- . L'éclatement du jet à la sortie des soufflantes est à l'origine de pulsations aérodynamiques importantes dont l'amplitude peut atteindre  $\pm 10\ 000$  Pa dans des zones situées au voisinage des soufflantes (valeur rapportée aux conditions nominales de BUGEY), et  $\pm 13\ 000$  Pa entre deux soufflantes rapprochées.
- . L'importance de ces perturbations paraît liée :
  - aux survitesses apparaissant à la sortie des diffuseurs dues à des décollements importants dans ces derniers et de l'ordre de 2 à 3 fois la vitesse débitante moyenne,
  - aux effets de confluence des jets de 2 soufflantes voisines, renforcés par les survitesses locales.

- . L'amplitude des pulsations diminue dans les zones supérieures de l'espace annulaire.
- . Dans l'ensemble, ces perturbations ont un caractère aléatoire, la plage des fréquences dominante s'étend de 1 à 10 Hz.
- . Il apparaît, de plus, une excitation sur la fréquence de passage des aubes rotoriques des soufflantes (amplitude correspondante 10 à 20 % de l'amplitude globale).

Le tableau de la page suivante résume l'ensemble des résultats expérimentaux correspondant à un point de fonctionnement voisin du nominal ( $P_{d_{dr}}$  PUGET = 4 300 Pa). Voir également la planche page 13

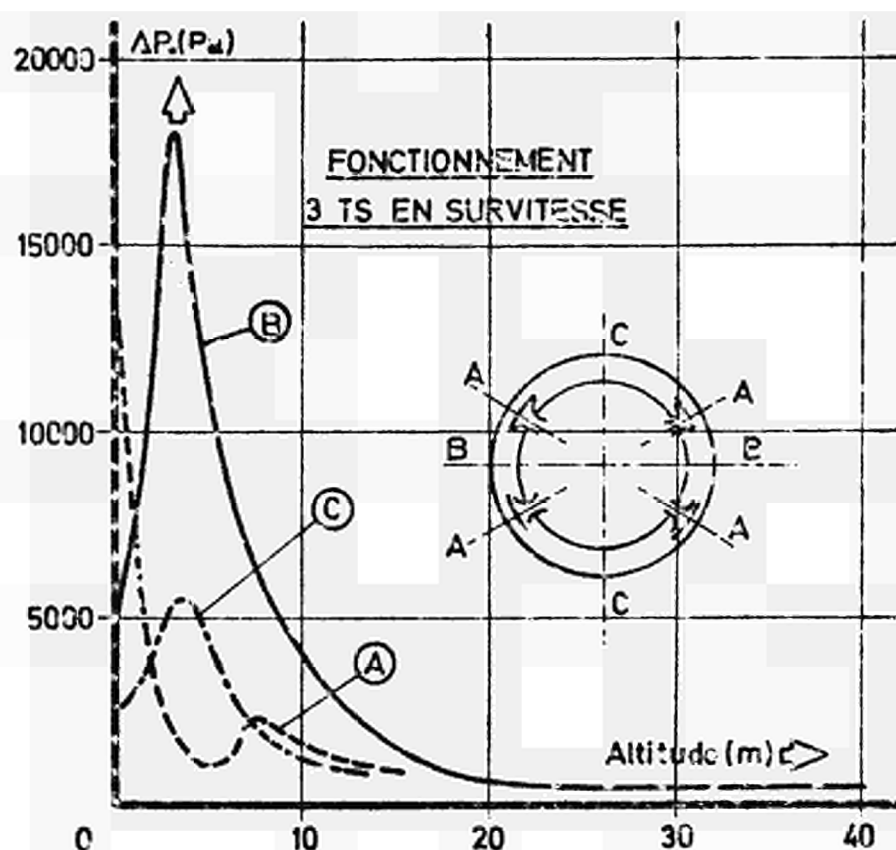
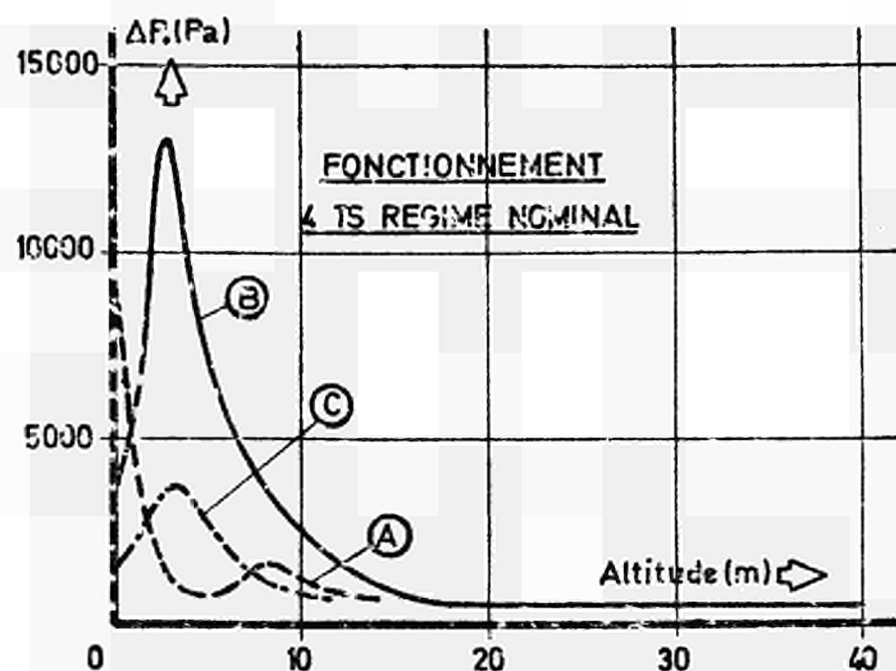
---

NCTA :  $P_{d_{dr}}$  : pression dynamique débitante moyenne en sortie diffuseur de soufflante.

FOICTIONNEMENT AVEC 4 TS AU POINT NOMINAL

	Designation	$\frac{\Delta P_{c \text{ max}}}{P_{d \text{ dm}}}$	$\frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{dm}}}$ (Soufflante)	Observations
Voisinage soufflante	Maquette Bugéy $\frac{1}{25^\circ}$ (AIR)	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 2$ (au plancher)	2 à 2,7	- Potor non représenté - Absence des perturbations spécifiques à la soufflante.
	Maquette E.D.F. $\frac{1}{2,7^\circ}$ (1re campagne) (AIR)	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 1,5$ (au plancher)	3,5 à 4	- Environnement soufflante confiné
	Espace annulaire SL I - CO <sub>2</sub>	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 1,5$	2 environ	Différences géométriques des soufflantes et de l'environnement, entre SL 1 et Bugéy 1
entre deux soufflantes rapprochées	Maquette Bugéy $\frac{1}{25^\circ}$ (AIR)	$\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 3$	2 à 2,7	(voir 1ere ligne)

# Evolution du niveau global des perturbations de pression en fonction de l'altitude



### 3. - PROPRIÉTÉ MÉCANIQUE DE LA STRUCTURE

L'hétérogénéité de la structure "calorifuge plus casing" a rendu nécessaire une étude en deux temps, à savoir :

- Etude expérimentale des caractéristiques statiques du calorifuge seul,
- Etude théorique et expérimentale des caractéristiques dynamiques de l'ensemble casing-calorifuge.

#### 3.1. - Propriétés statiques du calorifuge seul :

##### 3.1.1. - Loi de compressibilité du calorifuge

- La première remarque concerne la non linéarité de la courbe effort-déplacement ainsi que l'augmentation de pente (raideur) observée pour les déplacements croissants.
- Ensuite, on note une décroissance de l'aire du cycle d'hystérésis en fonction du nombre de cycles imposé au calorifuge.
- Enfin, il s'avère que la raideur du calorifuge (prise indifféremment à l'aller ou au retour sur le cycle d'hystérésis) diminue en fonction du nombre de cycles. Elle tend à se stabiliser au bout d'une dizaine de cycles.

Les singularités observées peuvent être attribuées à un phénomène de compactage du calorifuge sous l'effet d'efforts répétés, c'est ce qu'ont confirmé les résultats d'essais complémentaires de compactage.

On note une stabilisation de ce phénomène au bout de  $2 \times 10^6$  cycles environ.

### 3.2. - Propriétés dynamiques de l'ensemble casing-calorifuge

#### Etude Expérimentale

Son but est d'obtenir des informations quantitatives sur le comportement de chaque élément (goujon, casing, calorifuge, etc...) lorsque la structure est soumise à une excitation périodique limitée à une seule plaque.

On peut mentionner qu'à cet effet, la société Bertin a conçu et mis au point un dispositif excitateur pneumatique plaçant la plaque étudiée dans des conditions de sollicitation analogues aux conditions réelles (voir la planche page 15 ).

Les conclusions tirées de cette étude sont les suivantes :

#### a) Sur le plan qualitatif :

- le comportement de l'ensemble "casing-calorifuge" est satisfaisant pour une sollicitation de  $\pm 10\ 000$  Pascals placés à la première fréquence de résonance, qu'il s'agisse de la plaque, des goujons ou de la soudure.

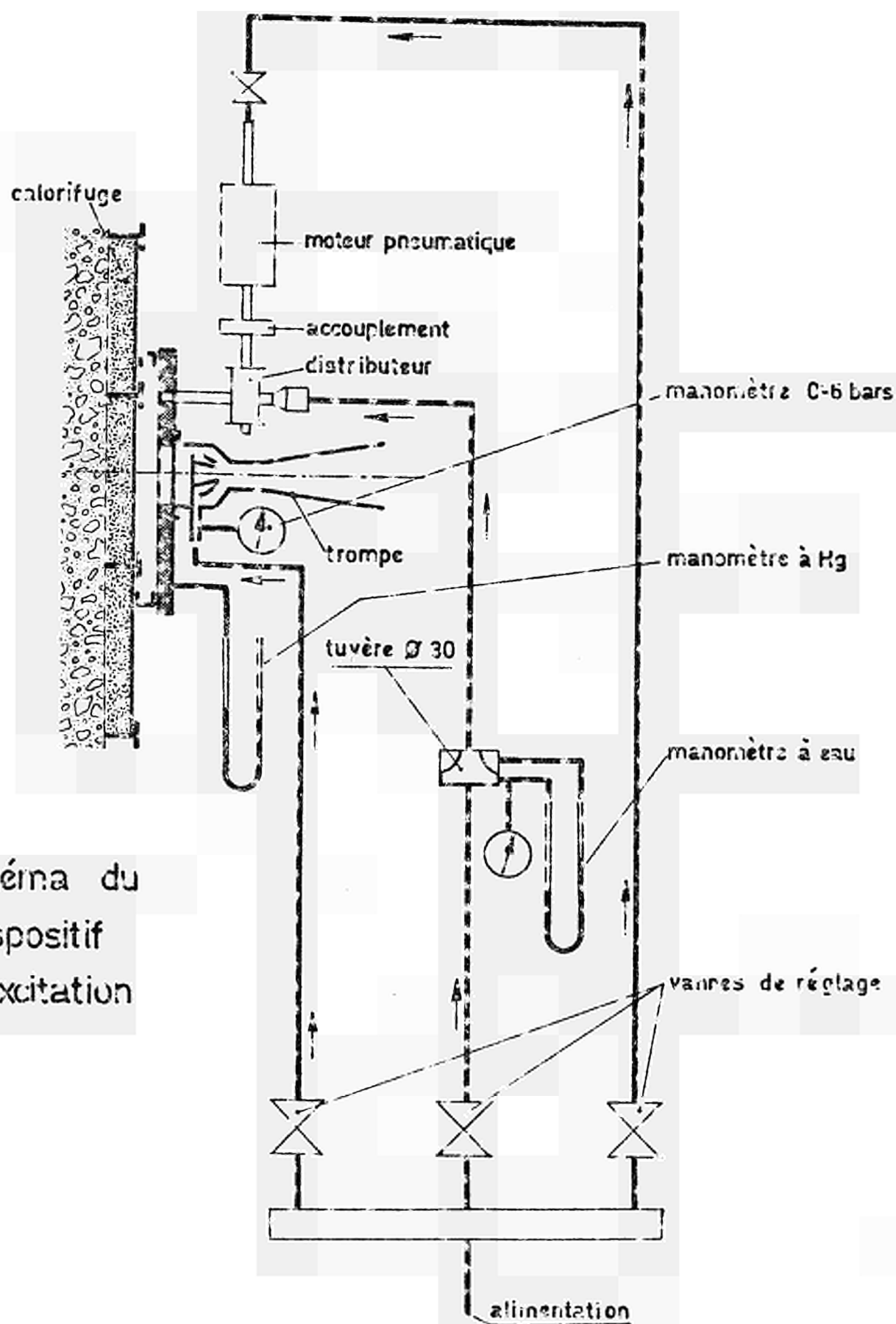


Schéma du  
dispositif  
d'excitation



- le calorifuge voit ses caractéristiques physiques (raideur) varier rapidement au cours des premières heures sous l'effet de vibrations harmoniques. Ce phénomène paraît assez naturel et peut être assimilé à un rodage ou à un compactage.

b) Sur plan quantitatif

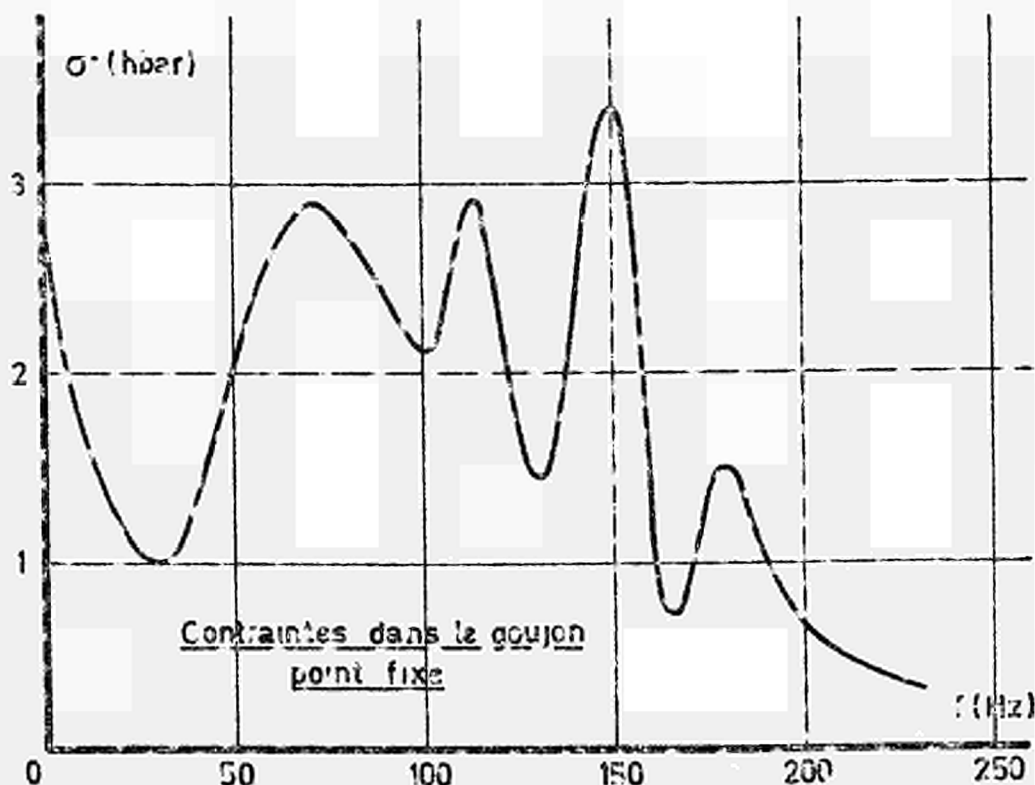
Contraintes alternées

- les phénomènes de rodage qui affectent le calorifuge n'induisent pas une augmentation des contraintes alternées qu'il s'agisse des goujons ou de la plaque de casing.
- les contraintes alternées, obtenues à la résonance sont sensiblement égales à celles que l'on trouve à fréquence nulle et ce pour une même sollicitation (voir planche page 18).
- les contraintes alternées tendent à augmenter lorsque le serrage diminue.
- les contraintes de flexion dans les goujons sont beaucoup plus importantes que les contraintes de traction-compression.
- parmi tous les goujons, le goujon point fixe (soudure sur la bride) est de loin le plus sollicité.

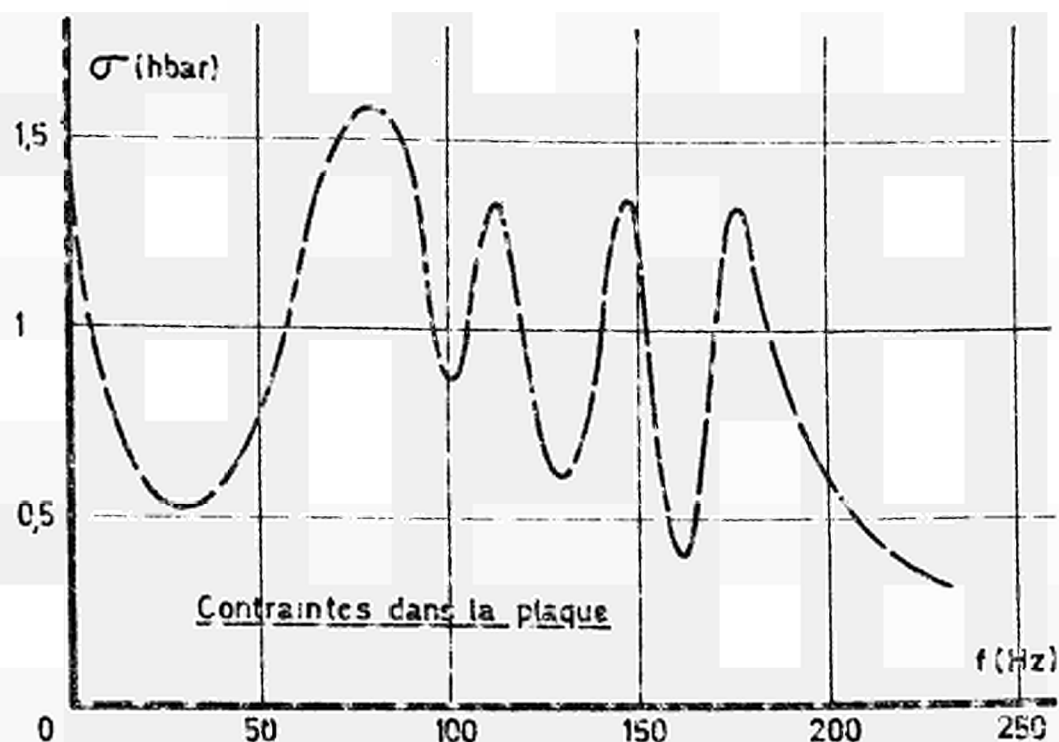
Contraintes statiques résultant du serrage

Les contraintes de traction dues au serrage sont sensiblement égales sur les quatre goujons.

# Reponse frequentielle de la structure



$\Delta P$  D'EXCITATION :  $\pm 5000$  Pa



### Fréquences propres

- la première fréquence propre est située aux environs de 100 Hz, elle augmente avec le serrage. (voir planche page 20)
- lorsque le calorifuge est soumis à des vibrations forcées de grande amplitude, la première fréquence propre diminue rapidement au cours des premières heures, elle semble devoir se stabiliser au bout de 20 heures environ (voir planche page 21 ).

### Etude théorique

Cette partie de l'étude a été effectuée dans le but d'interpréter les résultats expérimentaux en mettant en évidence les contributions respectives du casing et du calorifuge.

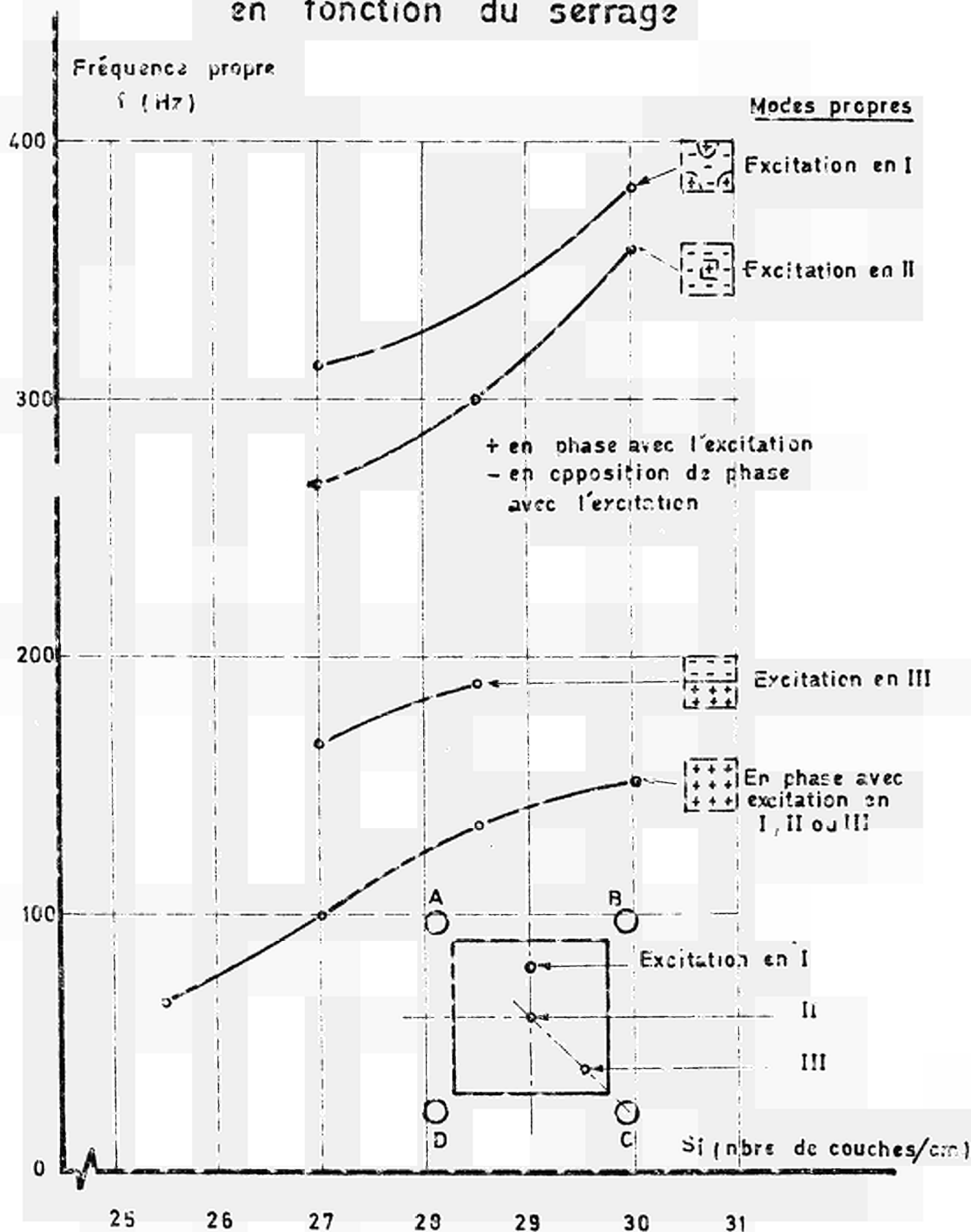
### Calcul de la première fréquence propre de la plaque seule

Le système étant très complexe, nous nous sommes bornés à en calculer la première fréquence propre par la méthode de Rayleigh.

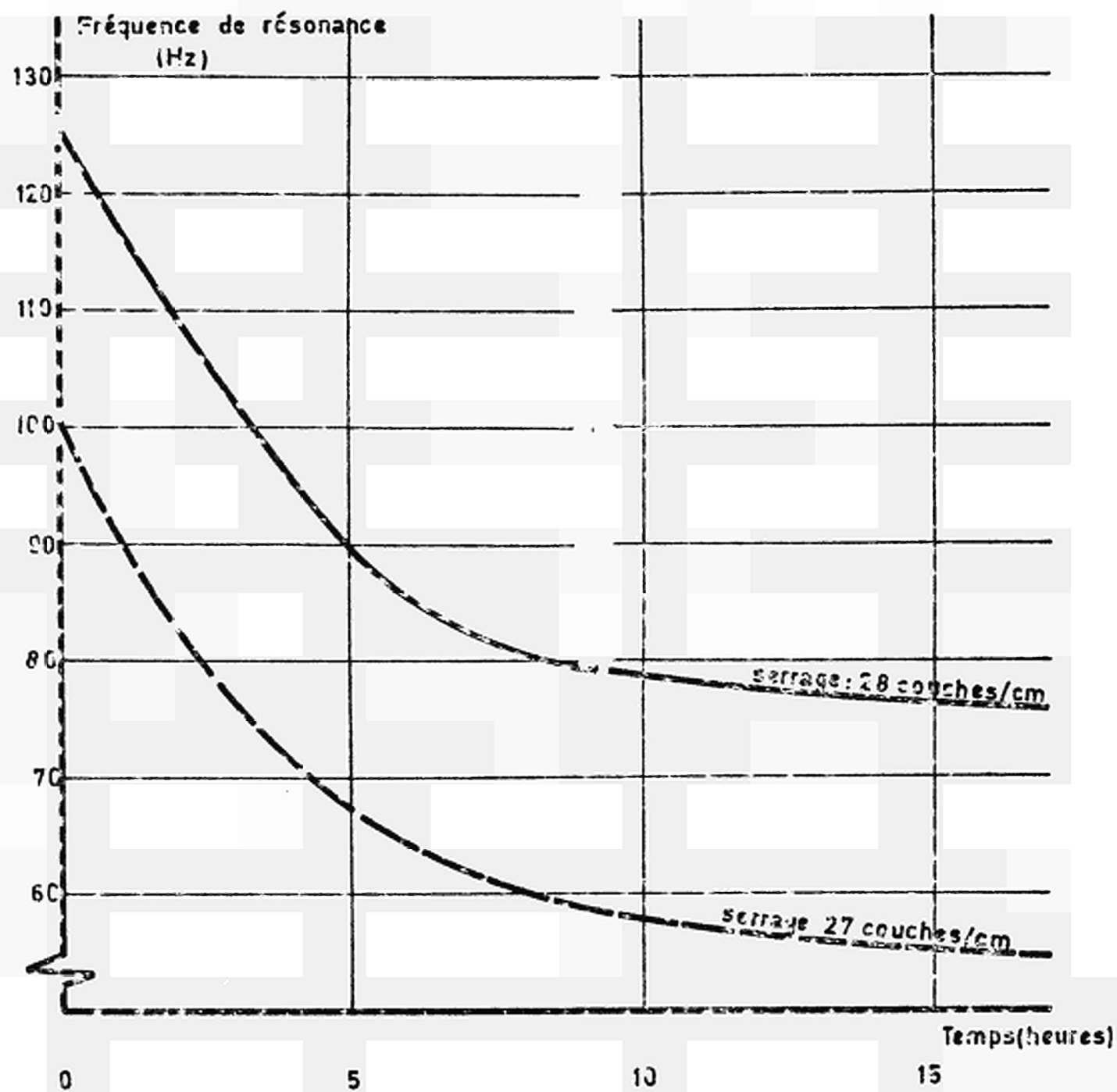
Nous n'exposerons pas ici le détail de cette méthode de calcul longue et fastidieuse, nous nous contenterons donc de mentionner les conclusions qui ont pu en être tirées.

- le recouplement entre la fréquence calculée (127 Hertz) et mesurée (125 Hertz) est excellent, pour la configuration de calcul considérée.
- dans l'expression de l'énergie potentielle, la contribution de la plaque de casing est négligeable devant celle du calorifuge. Ce résultat sera très utile lorsqu'il s'agira de prendre en compte les phénomènes de compactage.

# Evolution des fréquences propres en fonction du serrage



# Evolution de la 1<sup>ère</sup> fréquence propre en fonction du temps



- les essais d'investigation n'ont pas permis de mettre en évidence la première fréquence propre de plaque seule. Aussi, tout semble se passer comme si la plaque et le calorifuge formaient un ensemble homogène

#### 4. - REPOSE DE LA STRUCTURE PLACÉE DANS LES CONDITIONS D'UTILISATION

Dans ce paragraphe s'effectue la synthèse des résultats précédemment acquis, à savoir l'origine des vibrations, et la réponse dynamique de la structure soumise à une excitation périodique. Pour une bonne compréhension du problème il est indispensable d'exposer quelques développements théoriques.

##### 4.1. Etude de la réponse d'un système à un degré de liberté soumis à une excitation aléatoire

Nous avons l'habitude de caractériser les vibrations dites "sinusoïdales" ou harmoniques par leur fréquence, leur amplitude et leur phase. Lorsqu'il s'agit d'analyser les vibrations d'un système mécanique ou aérodynamique, à l'aide de capteurs ou de jauges de contrainte, il arrive souvent que l'enregistrement se présente sous la forme d'une courbe à variations rapides et nombreuses.

Ce sera le cas, par exemple, de structures placées dans une zone turbulente qui donne une excitation aléatoire.

On caractérise les vibrations aléatoires par leur amplitude moyenne et leur décomposition en fréquence. L'amplitude moyenne la plus couramment utilisée est la racine carrée de la moyenne quadratique de la réponse. Sa décomposition en fréquence s'appelle spectre de puissance.

### Hypothèse de calcul

- Afin de pouvoir aborder l'étude simplement, nous nous limiterons au premier mode de vibration du casing. Ainsi, le système sera assimilé à un système du second ordre à un degré de liberté et à coefficients constants.
- Le phénomène vibratoire est de nature aléatoire, stationnaire et ergodique, de plus, il obéit à la loi de Gauss.
- Les informations que nous possédons sur les excitations sont représentatives de l'ensemble des phénomènes qui intéressent la plaque étudiée.

### Spectre de puissance

Admettons qu'un enregistrement de  $y(t)$  d'une durée égale à  $2T$  soit complètement représentatif du phénomène ; et prolongeons la fonction  $y(t)$  par une fonction [qui sera toujours notée  $y(t)$ ]  $2T$  périodique de pulsation fondamentale  $\omega_0$ .

Cette nouvelle fonction ainsi définie est développable en série de Fourier, les coefficients de cette série ont pour expression :

$$C_n = \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} y(\xi) e^{-jn\omega_0 \xi} d\xi$$

D'après le théorème de Bessel - Parseval, nous savons que la série des carrés des coefficients de la série de Fourier converge vers la moyenne quadratique de  $y$  :

$$\overline{y^2} = \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} y^2(t) dt = |C_0|^2 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} |C_n|^2$$

$|C_n|$  = module d'un coefficient, celui-ci pouvant être réel ou imaginaire.

La quantité :

$$\frac{\overline{\Delta y^2}}{\Delta \omega} = \frac{2 |C_n|^2}{\omega_0} = S(\omega_n)$$

est appelée spectre de puissance.

Si, à la limite  $T \rightarrow \infty$

$$S(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\overline{dy^2}}{d\omega}$$

$S_e(\omega)$  désignera le spectre de puissance de l'excitation.

$S_r(\omega)$  désignera le spectre de puissance de la réponse.



Par définition :

$$\overline{y^2} = \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega$$

Relation "entrée - sortie" pour un système linéaire

La relation entre l'entrée et la sortie d'un système linéaire pour toute fonction du temps  $y(t)$  peut être exprimée au moyen de l'intégrale :

$$y(t) = \int_{-\infty}^t y(\tau) h(t - \tau) d\tau = \int_0^{\infty} y(t - \tau) h(\tau) d\tau$$

expression dans laquelle  $h(t)$  est la réponse du système à une impulsion unité  $\delta(t)$  et  $y(t)$  l'excitation.

La fonction  $y(t)$  étant supposée développable en série de Fourier :

$$x(t) = \int_0^{\infty} h(\tau) \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} C_n \cdot e^{j n \omega_0 (t - \tau)} d\tau$$

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} C_n \cdot e^{j n \omega_0 t} \int_0^{\infty} h(\tau) e^{-j n \omega_0 \tau} d\tau$$

La quantité  $A(j\omega) = \int_0^{\infty} h(\tau) e^{-j n \omega_0 \tau} d\tau$

est définie comme la fonction réponse du système.

Finalement :

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} C_n e^{j n \omega_0 t} \cdot A(j n \omega_0)$$

D'après la définition de la moyenne quadratique

$$\overline{x^2} = C_0^2 A^2(0) + 2 \sum_{n=1}^{n=\infty} |C_n|^2 \cdot |A(j n \omega_0)|^2$$

D'après la définition du spectre de puissance :

$$S_r(\omega_n) = \frac{2 |C_n|^2 \cdot |A(j n \omega_0)|^2}{\omega_0}$$

et en remarquant que  $\frac{2 |C_n|^2}{\omega_0}$  représente la densité spectrale de

puissance de l'excitation, nous obtenons finalement :

$$S_r(\omega_n) = S_e(\omega_n) \cdot |A(j n \omega_0)|^2$$

Plus généralement, si la période fondamentale  $2T$  augmente indéfiniment :

$$S_r(\omega) = S_e(\omega) \cdot |A(j\omega)|^2$$

La quantité  $A(j\omega)$  représente le coefficient de surtension en fonction de la pulsation.

#### 4.2. Application à l'ensemble casing-calorifuge

La théorie développée dans le paragraphe précédent va servir de base aux différents calculs relatifs à la structure casing-calorifuge.

En toute rigueur, il aurait fallu généraliser cette théorie à un système possédant un nombre infini de degrés de liberté. Les résultats, qui sont exposés ci-après, nous montrent que le schéma de calcul choisi est suffisamment précis car la plage des fréquences d'excitation est située bien en deçà de la première fréquence de résonance.

Spectre de puissance de l'excitation :  $S_e(\omega)$

Celui-ci peut être facilement déduit des enregistrements effectués lors des essais sur maquette aérodynamique échelle  $\frac{1}{25}$

$$S_e(\omega) = 16,66 \cdot \frac{\Delta F_c^2}{(\omega)}$$

Relation dans laquelle  $S_e(\omega)$  est tel que :

$$\sqrt{\Delta \bar{P}^2_0} = \int_0^\infty S_e(\omega) d\omega$$

Le dépouillement des résultats cités ci-dessus nous a montré qu'il était possible de définir un spectre de puissance réduit (rapporté au niveau global de la perturbation) valable pour toutes les zones de l'espace annulaire.

La quantité :

$$\frac{S_e(\omega)}{\Delta P^2 c} = \frac{16,66}{\omega} \cdot \frac{\Delta P^2 c}{\Delta P^2 c}$$

est représentée sur la planche page 29. Rappelons que  $\Delta P_c$  est une fonction de l'altitude et de l'azimut que l'on trouvera sur la planche page 13.

#### Réponse fréquentielle de la structure

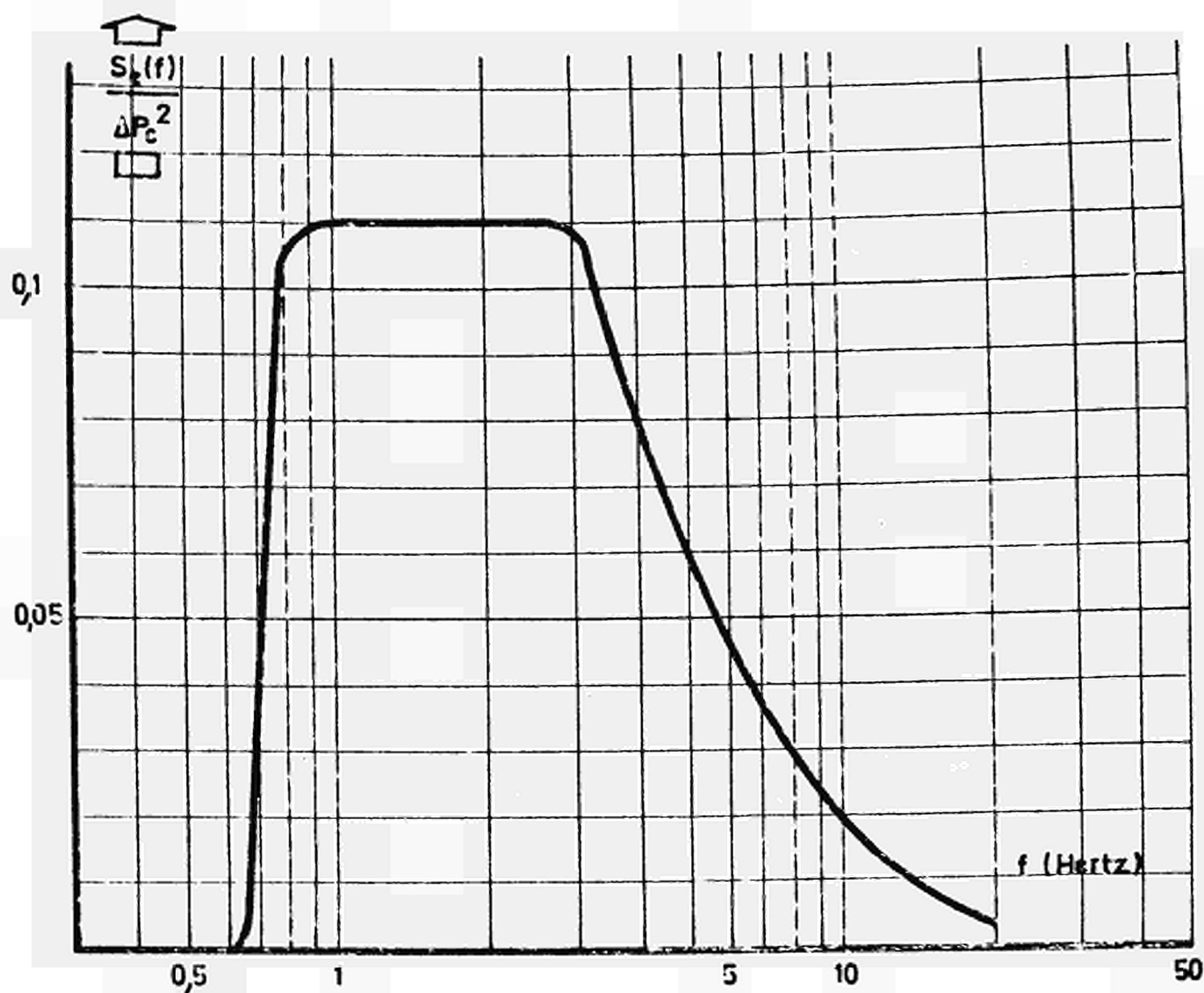
Cette réponse a été mesurée lors des essais d'investigation et d'endurance (voir planche page 20, pour ce qui concerne les modes propres et la planche page 18 pour les contraintes).

Pour obtenir la fonction  $A(j\omega)$  sous forme réduite, il faut diviser les valeurs présentées sur les courbes par une contrainte de référence.

Nous avons convenu de prendre comme contrainte de référence celle que l'on obtient, à fréquence nulle, pour  $\Delta P_c = 50 \text{ mb.}$

# Spectre de puissance de l'excitation

$$\frac{S_e(f)}{\overline{\Delta P_c^2}} = \frac{16,66}{f} \cdot \frac{\Delta P_c^2}{\Delta P_c^2}$$



$$S_e(\omega) = \frac{1}{2\pi} S_e(f)$$

Spectre de puissance de la réponse :  $S_r(\omega)$

$$S_r(\omega) = S_e(\omega) \cdot |A(j\omega)|^2$$

Compte tenu des plages respectives de fréquences intéressées, on peut admettre que :

$$A(j\omega) = 1 \quad \text{pour } 0 \leq f \leq 10 \text{ Hz}$$

$$S_e(\omega) = 0 \quad \text{pour } 10 \text{ Hz} < f$$

Par conséquent, dans la gamme 0 - 10 Hz, le spectre de puissance de la réponse est voisin de celui de l'excitation. Les contraintes dynamiques sont donc sensiblement égales aux contraintes statiques produites par le même  $\Delta P_c$ .

##### 5. - TENUE A LA FATIGUE DES DIVERS ELEMENTS CONSTITUANT LA STRUCTURE

###### Définition

Certains organes soumis à des efforts variables et répétés dans le temps, se rompent brusquement et sans déformation permanente annonciatrice de la rupture. Par contre, les mêmes pièces soumises à des efforts constants, parfois plus importants, résistent correctement.

On appelle fatigue la cause de cette défaillance qui est due à une fissuration progressive et à laquelle n'échappe aucun matériau sous l'effet de sollicitations alternées.

Si l'on porte sur un diagramme (dit de Wohler) en ordonnée l'amplitude des contraintes et, en abscisse, le nombre de cycles, on remarque que, lorsque le nombre de cycles augmente indéfiniment, la contrainte de rupture tend vers une valeur asymptotique ; juste en dessous de cette valeur l'éprouvette ne casse pas, même pour un nombre de cycles infiniment grand.

Cette valeur s'appelle limite d'endurance. De nombreuses tentatives ont été faites pour donner un support théorique à ces phénomènes, jusqu'ici aucune n'est très satisfaisante ; seule l'expérimentation permet de déterminer la limite d'endurance.

Dans la majeure partie des cas, les contraintes se composent de deux termes :

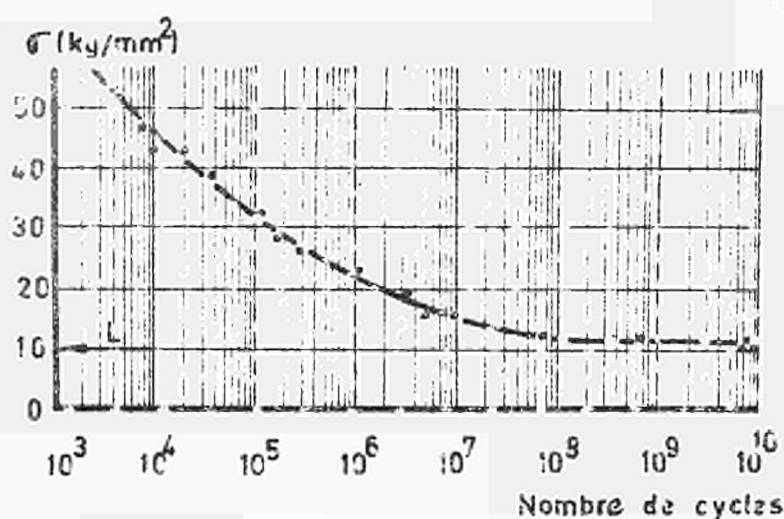
- l'un, constant qui résulte d'une sollicitation statique (contrainte de serrage en l'occurrence),
- l'autre, variable dans le temps qui résulte de sollicitations périodiques ou aléatoires.

Lorsqu'il s'agit de dimensionner une structure, le problème consiste à trouver les variations de la limite d'endurance en fonction de la contrainte statique. Les résultats expérimentaux ont permis de trouver une représentation graphique qui apporte une solution (voir planche page 32 ).

En pratique, et par raison de sécurité, on limite généralement la zone d'utilisation du diagramme précédent au triangle L à L.

# Généralités sur la tenue à la fatigue

DIAGRAMME  
DE  
WOHLER



ALLURE GÉNÉRALE  
DES CONTRAINTES ALTERNÉES  
EN FONCTION DU TEMPS

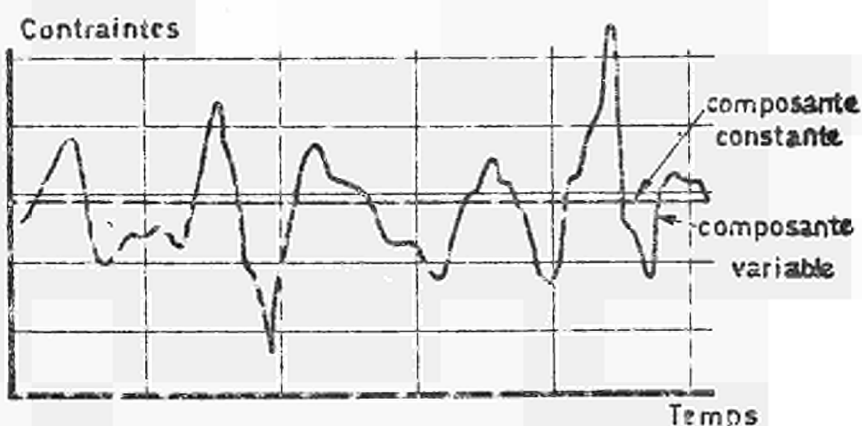
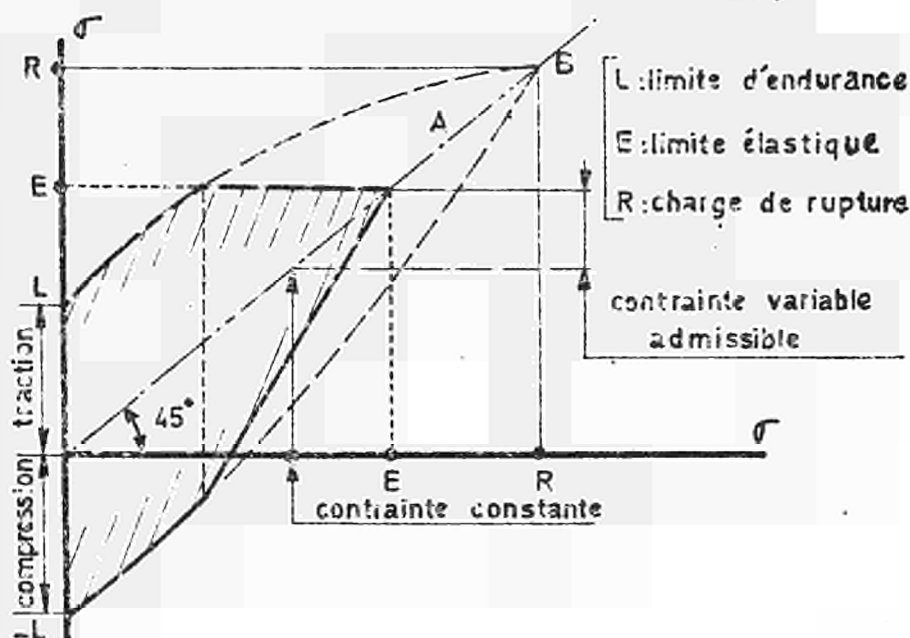


DIAGRAMME  
DE  
GOODMANN





Application à l'ensemble "casing-calorifuge" du fût

Un certain nombre d'études expérimentales ont été effectuées par CAFL, en vue de déterminer les limites d'endurance des divers éléments :

- essais de fatigue des goujons
- essais de fatigue des attaches (soudure)
- essais de dégénérescence du calorifuge

6. - CONSEQUENCES PRATIQUES DE L'ETUDE

Les points développés dans les paragraphes précédents ainsi que les conclusions qui en résultent fournissent les éléments qui permettent de se prononcer sur la tenue de la "structure calorifuge".

A cet effet, on peut noter que les zones de l'espace annulaire les plus fortement sollicitées ont fait l'objet de modifications ne mettant pas en cause la conception technologique de la structure.

## 7. - CONCLUSIONS

L'étude générale qui a été entreprise dans le cadre des problèmes de vibration de "structure calorifuge" de Bugey 1 peut être considérée positive sous divers aspects :

- d'abord en raison de l'apport immédiat et pratique qui a été ainsi fourni aux constructeurs : à ce titre le tableau synoptique de la page suivante montre la démarche générale qui a été suivie.
- ensuite par l'expérience complémentaire qui en résulte et son application éventuelle à des problèmes analogues.
- enfin et surtout par la garantie d'un comportement satisfaisant qui en découle, conclusion logique de toute action située en amont de l'engineering.

# ZONE COURANTE

Etude  
Expérimentale

Etude  
Théorique

Courbes de  
limite d'en-  
durance  
(diagramme  
de Goodman)

Calcul du  
spectre de  
puissance de  
la réponse

Détermination  
de la contrain-  
te statique  
admissible en  
zone courante

Extrapolation  
aux autres  
zones du fût

Intensité  
de la  
contrainte  
dynamique

Comp. contrain-  
tes statiques réelles dues au serrage  
et contraintes  
stat.admissi.

Conclusions

La  
structure  
tient

Augmentation  
du nombre de  
goujons

Augmentation  
du diamètre  
des goujons

Changement  
de la nature  
du matériau  
des goujons

La  
structure  
ne tient pas

Modifications

Extrapolation  
aux autres  
zones du fût

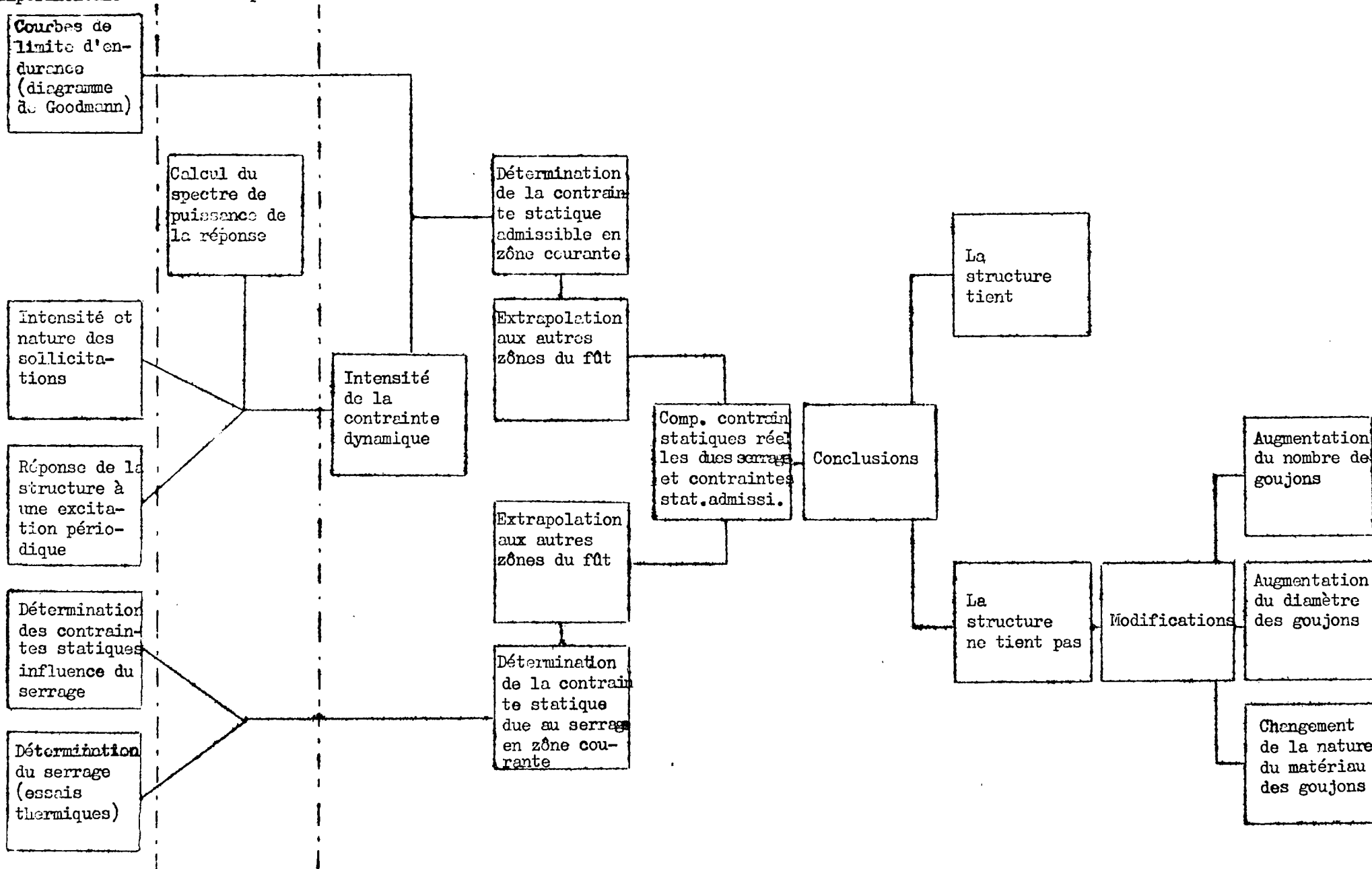
Détermination  
de la contrain-  
te statique  
due au serrage  
en zone cou-  
rante

Intensité et  
nature des  
solicita-  
tions

Réponse de la  
structure à  
une excita-  
tion périodique

Détermination  
des contrain-  
tes statiques  
influence du  
serrage

Détermination  
du serrage  
(essais  
thermiques)



PERFORMANCE OF THERMAL INSULATION IMMERSSED IN HELIUM

A.N. KINKEAD

B.E. PITCHFORD

O.E.C.D. Dragon Project Office, Dorchester

N° 30

## 1. INTRODUCTION

Some diversity of opinion exists on the best insulation to use for the interior walls of prestressed concrete pressure vessels for helium cooled reactors. Mineral fibre, metal fibre and metallic multi-layer foil types are each advocated by their specialist protagonists.

The quite extensive development and testing of such insulation already completed and reported has been confined mainly to the conditions of the carbon dioxide cooled reactors. Only a few isolated experiments carried out in helium have been reported and on some of these tests, the insulation specimen tested was really as developed for a carbon dioxide medium.

The increasing importance of helium cooled reactors in emergent h.t.r., g.t.h.t.r. and g.c.f.r. designs requires renewed attention of the insulation manufacturers and designers if the most economic and efficient solution is to be readily available when required. Testing is required not only for the simple situation of plain vertical walls but also for the more difficult situations where insulation must be effectively mounted around penetrations for gas flow, refuelling access, etc.

The cost and scale of a really comprehensive programme of tests sufficient to prove all the intricate insulation locations and conditions in any gas cooled power reactor is a formidable task for a single contractor or organisation to undertake. Yet the integrity of the insulation must be above suspicion especially in any position where it is inaccessible for inspection and maintenance during its long life within the reactor.

The work described in this paper has been undertaken by the Dragon Project with the specific aim of fostering interest in this problem. By utilising some existing redundant apparatus, it is hoped that before long (perhaps even by the time of the meeting at which this paper is presented) some results will be to hand from initial tests on an insulation specimen in helium.

The testing rig is briefly described in the last section of the paper. It is basically a test rig for gas bearing circulator development and the test conditions are therefore limited in size by the pressure envelope (furnished for a Dragon Experiment primary heat exchanger), in pressure to 20 atmospheres and in temperature to 350°C. Although the specimen height is somewhat less than 2 metres, the circulation of helium should enable the most severe pressure drops parallel to the surface of the specimen to be simulated.

It is hoped that this facility will help to show the suitability of various insulation types in the prestressed concrete vessel wall condition simulated and with the co-operation of the specialist firms within the signatory countries, some useful progress should be made.

Although the Project is unbiased about the type of insulation to be tested and desirous only that the most efficient, reliable and economic type should evolve from this and other more searching test programmes, the part of this paper dealing with performance calculation is confined to the multi-layer metallic foil type. To offset this deficiency it has been arranged that the first test carried out will be one on mineral fibre.

The analysis presented is confined to the approximate and semi-empirical approach for reasons that are discussed. The method has yet to be proved adequate for the otherwise extremely complex theoretical problem and although the few test points that have been used for correlation suggest some promise, it will require satisfactory correlations with very many more test observations before it can be usefully applied in design. The data presented using this approximate method must therefore be regarded as tentative.

The well known properties and behaviour of carbon dioxide have been used in juxtaposition to those of helium in order to draw readily assimilated comparisons on relative performance.

## 2. PERFORMANCE OF VERTICAL MULTI-LAYER INSULATION IN HELIUM

With the object of furnishing the designer with a means of assessing the performance of a number of different arrangements of vertical multi-layer foil insulators, a computer programme has been written based on the approximate theoretical approach given by Velickovic [1], modified to enable the variable natural convection component to be included over a continuous spectrum.

While this computer programme enables variations to be introduced, such as foil spacing, coolant temperatures and pressures, spacer configuration, metal emissivity and conductivity, it is inadvisable to apply it to interstitial gas media other than helium without due account being taken of differences arising from insulation structure porosity. Davidson [2] Hughes, et al., [3] and Mordchelles-Regnier, et al., [4] have incorporated in their analyses the fundamental concept of gross circulation within a porous solid or matrix, superimposing intercell gas leakage effects on individual cell gas conduction phenomena.

In multi-layer metallic foil insulation arrangements the basic objective is to utilise, as an insulator, the gas medium in the individual layers because of its relatively low thermal conductivity compared with that of solid metal structure. The reflective property of the metal foil is also utilised, to reduce the radiative heat transfer component across the assembled pack. Care is necessary to control natural convection tendencies within individual cells.

Owing to the need to vent the cells and layers to accommodate changes in gas pressure occurring in normal and emergency conditions without damage to the insulation structure arising from excessive differential pressures, it is inevitable that substantial intercell leakage paths must exist. Careful design of this type of insulation, while accepting this intercell leakage, can ensure that interlayer leakage within construction modules is minimised.

As explained in [2], [3] and [4], under static steady state conditions insulation packs of either multi-layer or fibrous type may behave as assemblies of porous cells in which gas circulation of a global type can occur. This overall or gross circulation is resisted only by the limited leakage path between cells, foils or fibres. In addition to structural

conductivity and radiative effects, the total insulation conductivity may be strongly influenced by both cellular free convection and intercell permeability.

The importance of gross natural convection for any given insulator type depends to a considerable degree on the interstitial gas medium. Global gas movement within a self contained sealed modular section on a vessel wall (for example the vertical section between horizontal sealed barriers) is motivated by the density difference between hot and cold gas columns adjacent to the two outside faces of the section.

It is well known that metallic foil insulation designed for carbon dioxide coolant has proved highly susceptible to global circulation. At 40 atmospheres pressure and under a temperature drop of normal range ( $300^{\circ}\text{C}$ ), helium is less susceptible to gross circulation than carbon dioxide by a factor of about 14. This fact has been borne out by some comparative experiments by Cowap and Furber [5] and is further explained by Furber in [6].

Since the matter in subject is the insulation for helium cooled reactors, and in view of this anticipated reduction in susceptibility to global circulation together with the intention to 'design out' its most serious consequences, gross circulation phenomena have been omitted in the elementary performance prediction method outlined for multi-foil insulation. For fibrous insulators devoid of intermediate foil layers operating in helium, treatment of the global circulation effect would be considered essential in any analysis for performance calculation.

## 2.1 Natural Convection and Conduction

From the concept of similarity, dimensionless parameters appropriate to natural convection may be obtained from the differential equations governing momentum (into which an appropriate bouyancy term must be inserted) continuity and energy, by considering appropriate boundary conditions. The resulting similarity criteria are the well known Grashof (Gr), Prandtl (Pr) and Nusselt (Nu) numbers.

Heat transfer by natural convection may be shown to be defined by the equation:

$$\text{Nu} = f (\text{Gr}, \text{Pr}) \quad (1)$$

For the case of creeping motion when the acceleration terms of the momentum equation may be neglected, only a single dimensionless parameter need be considered, this being the product of the Grashof and Prandtl Numbers which is known as the Rayleigh Number (Ra). The configuration of the function  $f$  of the above relationship has been determined by experiment. For vertical enclosed gas spaces whose walls are maintained at different temperatures, the applicable form of the equation has been shown to be:

$$\text{Nu} = C (\text{Ra})^n \quad (2)$$

Researchers have been able to allocate probable values to the coefficients of this equation and these have been generally defined for limited and prescribed ranges of the Rayleigh Number. For example in [1] for  $\text{Ra} > 10^3$  the values of  $C = 0.18$  and  $n = 0.25$  have been proposed.

In this context, where heat transfer occurs between two vertical walls separated by a fluid layer of thickness  $F$ , the apparent conductivity  $\lambda_e = hF$  and  $Nu$  then represents the ratio between the apparent and true conductivities. (For nomenclature see Section 4.)  $Nu$  is therefore a measure of the increase of heat transfer due to convection over that by pure molecular conduction through a stagnant gas layer, i.e.,

$$Nu = \frac{\lambda_e}{\lambda_g}$$

As this investigation neglects gross circulation, the Rayleigh Number is the most significant parameter. In earlier conservative designs of multi-layer insulation it was customary for the  $Ra$  value to be curtailed, ensuring that  $Ra < 10^3$  throughout each insulation pack. In this case the above mentioned coefficients of Equation (2) would have the values  $n = 0$  and  $C = 1.0$  and the gas would only provide a heat flow path by direct molecular conduction.

The conductivity of helium at the mean temperature of the applications envisaged is between six and seven times higher than that of carbon dioxide (see Fig. 1). In view of this, it was considered of some interest to examine the increase in gas borne heat transfer in helium under conditions when the foil spacing is not adjusted to completely eliminate free convection.

Knirsch and Schmiedel [7] demonstrated how the low molecular weight of helium reduces its natural convection susceptibility. The ratio of molecular weights of carbon dioxide and helium is 11:1, but the ratio of the Rayleigh Numbers for those two gases under identical temperatures and at 40 atmospheres pressure is of the order of 180:1 because the molecular weight (replacing the density term) and viscosity both become squared in the expression:

$$\frac{Ra_{He}}{Ra_{CO_2}} = \left( \frac{M_{He}}{M_{CO_2}} \right)^2 \left( \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_{He}} \right)^2 \frac{Pr_{He}}{Pr_{CO_2}} \quad (3)$$

and for a mean temperature of  $220^\circ\text{C}$ :

$$\frac{Ra_{He}}{Ra_{CO_2}} = 5.3 \times 10^{-3}.$$

In order to determine the combined free convection and thermal conductivity components of the total insulation conductivity over the whole of the laminar regime within the range of Rayleigh Numbers up to  $10^8$ , it is necessary to determine the values of the coefficients  $C$  and  $n$ . On Fig. 2 the relationship between  $\log_{10} Nu$  and  $\log_{10} Ra$  has been given from the assembled results of many experiments as interpreted by Kraussold [8], Boyarintsev [9] and MacPherson and Stuart [10]. The correlation given by the last mentioned of these investigators has been



adopted to determine the variation of the coefficients C and n with  $\log_{10} Ra$  and this has been plotted in Fig. 3. This relationship has been used in the performance predictions derived from the computer programme which may readily be altered to satisfy any other established test correlation.

## 2.2 Radiation Component Addition

As in [1] it has been assumed, for simplicity, that the amount of heat passing through a vertical multi-layer pack of metallic foil insulation, whatever its mode, takes place by an equivalent conduction. Hence coefficients of heat transmission by convection and radiation are substituted by equivalent coefficients of conduction.

## 2.3 Spacer Effects

The effect of a metal spacer separating the foil layers has to be taken into account. Its presence introduces two further considerations - the height and breadth ratio of the cells produced in the inter-foil layers which would be expected to alter the natural convection heat transfer - and secondly the metal conduction path introduced between foils.

Although Jakob [11] has proposed a correction to the Nusselt Number expression to take into account the height and width cell ratio, De Graaf and Van der Held [12] in experiments with air were unable to substantiate this and in fact question the validity of Jakob's correction factor. For this reason and in the absence of further experimental evidence, no attempt has been made to include a correction for individual cell proportion in the plane of the heat flow.

Dunkle, et al., [13] in tests of an aluminium cellular honeycomb in air found that the heat resistance of the air was so high that only the metal conduction of the spacer needed to be considered. In the present application the foil material and its spacer are most probably to be made from 18/8 stainless steel. This together with the fact that helium is such a good thermal conductor introduces the need to allow for the parallel effects of straight conduction across the inter-foil gas gap with that along the thickness of the metal spacer.

## 2.4 Combination of Heat Transfer Modes

In the case of the multi-layer pack indicated in Fig. 4 the following equations are assumed to apply for heat transmitted across each layer from the hotter to the adjacent cooler foil. (Conduction through the thickness of each foil is neglected, foil thickness being assumed very small, i.e., 0.004-0.006 in.) Starting from the cold face and taking unit area for each layer:

(see Section 4 for nomenclature and Fig. 4 for arrangement)

$$\text{Conduction through gas } Q_{CD_1} = \frac{\lambda_{g1}}{F_1} \cdot (t_1 - t_0) \quad (4)$$

$$\text{Natural convection } Q_{CV_1} = \left[ C_1 (Ra_1)^{n_1} - 1 \right] \cdot Q_{CD_1} \quad (5)$$

$$\text{Radiation } Q_{R_1} = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_0} - 1} \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \quad (6)$$

$$\text{Spacer conduction } Q_{S_1} = \frac{\lambda_{S_1}}{F_1} \cdot \eta \cdot A_{S_1} (t_1 - t_0) \quad (7)$$

$$\text{Total heat flux through first layer } Q_{TF_1} = Q_{CD_1} + Q_{CV_1} + Q_{R_1} + Q_{S_1} \quad (8)$$

### 2.5 Equivalent Coefficient of Conductivity

The equivalent coefficient of conductivity of the first layer is taken as:

$$\lambda_{E_1} = Q_{TF_1} \cdot F_1 / (t_1 - t_0) \quad (9)$$

taking the area as unity.

In all the above equations the appropriate values of viscosity, conductivity, density, emissivity and Prandtl Number for gas and foil material must be taken at the average temperature of the layer, i.e.,  $\frac{1}{2} (t_1 + t_0)$ .

This process may be repeated for all remaining layers of the pack, the gas and foil properties being varied with the increase in average layer temperatures.

We thus obtain a set of equivalent coefficients of conductivity  $\lambda_{E_1}, \lambda_{E_2}, \dots, \lambda_{E_N}$  and a set of heat flux values  $Q_{TF_1}, Q_{TF_2}, \dots, Q_{TF_N}$ .

The total heat transmitted through the pack is given by:

$$TQ_N = \frac{(t_N - t_0)}{\frac{F_1}{\lambda_{E_1}} + \frac{F_2}{\lambda_{E_2}} + \dots + \frac{F_N}{\lambda_{E_N}}} \quad (10)$$

with a pack of evenly spaced layers this then becomes:

$$TQ_N = \frac{(t_N - t_0)}{F_1 \sum \frac{1}{\lambda_E}} \quad (11)$$

For a steady flow of heat through a multi-layer pack:

$$TQ_N = Q_{TF_1} = Q_{TF_2} = \dots Q_{TF_N} \quad (12)$$

If it is assumed initially that the temperature distribution through the pack follows a straight line distribution the above values of heat flux will be found to vary.

It is therefore necessary to make adjustments to the individual foil temperatures throughout the pack until a constant value of heat flux is achieved and this can be done by an iterative process in the computer programme.

The overall equivalent coefficient of conductivity of the pack is now:

$$\lambda_{TE} = TQ_N \cdot N \cdot F_1 / (t_N - t_0) \quad (13)$$

## 2.6 Computer Programme

The computer programme has been written to work out the heat flux and equivalent coefficient of conductivity of multi-layer foil insulation packs, on the lines previously described.

An option has also been included such that a given heat flux can be requested and, for a maximum permissible overall thickness, the programme will give an optimum number of layers at a minimum spacing for a given temperature range. In order to eliminate or reduce the natural convection effect it was thought initially that some advantage might be obtained by setting the layers adjacent to the cold face at a closer spacing than the remainder of the pack. To this end the facility is provided for specifying a proportion of the pack to be spaced at a proportion of the general spacing, e.g.,  $\frac{1}{4}$  of the layers to be at  $\frac{5}{8}$  the spacing of the remainder.

The reason for this simple division of the pack was the uneconomical aspect of manufacturing the insulation spacers to suit more than two different layer thicknesses although theoretically a variation of every layer spacing throughout the pack could be worked out to eliminate or control the natural convection component. The input required includes a table of values of gas and metal properties for temperatures varying from 0-1000°C in steps of 100° and a function routine is built in which enables intermediate values to be interpolated with a sufficient degree of accuracy. A table of coefficients and exponentials against log Rayleigh Numbers is also included in accordance with Fig. 3. For a particular case the following data is required:

1. Number of layers
2. Maximum permissible thickness
3. Required heat flux
4. Pack proportion for closer spacing
5. Spacing proportion

6. Spacer conduction efficiency
7. Hot face and cold face temperature
8. Gas pressure in atmospheres.

The spacer geometry is also required and the present programme assumes this to be of the honeycomb strip type described by Lockett [14] and originating from a patent of Schlichting [15] as illustrated in Fig. 5.

An approximate number only is required in Item 1 above when a particular heat flux value is stated in Item 3. This is to save computer time by starting the process as near as possible to the final figure. If the value of Item 3 is put at zero the output will be given for the number of layers specified in Item 1.

The programme may be varied to include area factors for each layer to cope with cylindrical forms of insulation pack. A graph plotting facility is also available.

## 2.7 Applications

In order to examine a typical reactor wall insulation panel, a multi-layer foil pack of 8.45 cm thick was chosen with outside temperatures of 380°C and 60°C at a working gas pressure of 40 atmospheres. The conductivity was evaluated by the computer programme for a range of foil layers from 3 to 55 for both helium and carbon dioxide. The result is given in Fig. 6. In order to compare the results with available test data, the spacer effect was omitted. Some experimental results have been added to this graph and it can be seen that, allowing for spacer conductivity and slightly differing operating conditions, a modicum of agreement exists.

The shape of this graph indicates a definite heel in the region of low layer numbers, higher numbers of layers falling on a near horizontal line. It is clearly uneconomical to design a pack in this region where little advantage is gained from additional layers. The optimum design would appear to be that occurring in the region of the heel of this curve.

A number of variations have been investigated using two different layer thicknesses per pack in various proportions but it appears that this only achieves a marginal improvement in efficiency. This gain reduces with the increase in numbers of layers and is such that only a small overall thickness reduction results the number of layers remaining the same for any particular case.

Figs. 7, 8 and 9 depict the variation in heat flux with overall insulation thickness for various foil layer numbers. The calculation applies to a representative pack with hot and cold face temperatures of 380°C and 60°C. The computer generated plot has been carried out at three helium pressures - 40, 20 and 60 atmospheres absolute applying to Figs. 7, 8 and 9 respectively.

In Fig. 10 the results of the performance calculation method are presented in conventional manner for two sets of cold face temperature

and at a single pressure of 40 atmospheres absolute. The upper set of curves apply to a multi-layer insulation with cold face temperature of  $60^{\circ}\text{C}$ , while the lower group are relevant to a cold face temperature of  $200^{\circ}\text{C}$ . In the upper group, the effect of foil layer numbers is indicated at each spacer thickness by a band enclosure between 10 and 20 layers in each case. A couple of intermediate points have been inserted in the upper two bands for 15 and 16 layers indicated the non-proportionality within the band. The higher cold face temperature condition ( $200^{\circ}\text{C}$ ) is representative of the hotter insulation layer of a double pack system through which a heat flux several times higher than that acceptable at the wall of the prestressed concrete vessel can be tolerated. A heat removal system is applied in the space between the two packs using a helium coolant by-pass stream. In this case the total conductivity at any mean pack temperature is independent of foil layer numbers. A closer layer spacing is appropriate under this condition as in the hotter pack there is a much stronger radiative component in the heat transfer mechanism. (See Section 4 of [16] for details of double layer method.)

All results presented in Figs. 7-10 were evaluated with a spacer efficiency factor  $\eta = 0.5$ .

## 2.8 Practical Aspects of Foil Insulation

The validity of this performance prediction method is dependent on certain important manufacturing and installation details. In practice it is essential to design the insulation packs in such a way that:

- (a) each layer is sealed off from the adjacent layers at the upper or lower edge in order to minimise global convection;
- (b) each tier of packs is sealed off at an upper or lower edge to the steel liner to prevent by-pass of the coolant;
- (c) suitable spacers, stud attachments and sealing strips will minimise the transmission of heat by direct conduction.

Mechanical aspects such as thermal distortion, acoustic vibration effects, fretting or self-welding of expansion joints, and adequate venting for depressurisation are further factors requiring special attention when using metallic multi-layer insulation in helium.

The insulation of prestressed concrete vessels is of such basic importance that it may well prove more economical to design the liner and insulation as a combined unit and so facilitate achievement of the design aspects mentioned above.

## 3. INSULATION TEST RIG

The test facility in the Dragon Project laboratory was originally constructed to perform test runs with the 100 hp gas bearing circulators. The pressure shell consists of a cylinder 29 in internal diam. (736 mm) and 8 ft long (2.44 m). The lower end is connected to a closed loop as illustrated in Fig. 11.

The gas flow within the cylinder is upwards through the centre, past the insulation sample and then down an annular area adjacent to the shell, the flow being divided by an internal concentric cylinder. The top

closure is by means of a flat pressure plate to the underside of which a Dragon heat exchanger tube bundle was originally attached. To facilitate the testing of insulation panels the rig has been modified by replacing the heat exchanger tube bundle by a 'cold finger' consisting of a 24 in wide (610 mm),  $\frac{1}{2}$  in thick (12.7 mm) plate, 7 ft (2.13 m) long set along the vertical centre line of the cylinder to give a maximum width of panel. This plate has cooling water coils attached to its back face, which are shrouded by a semi-circular backing sheet, the interspace being filled with a ceramic fibre type of insulation. Embedded in this built-in insulation is a secondary cooling barrier plate with water cooling pipes fitted in order to establish a zone behind the primary cooling coils where the edgewise heat flow is virtually zero. The primary cooling coils fitted to the  $\frac{1}{2}$  in plate are arranged to cool 4 guard areas and two sections of test area as shown in Fig. 12. The side plates of the frame into which the  $\frac{1}{2}$  in plate is set are also provided with cooling pipes. The insulation pack to be tested is fixed to the front of the  $\frac{1}{2}$  in plate and has an isolated centre panel,  $17\frac{1}{2}$  in wide (444.5 mm) and 5 ft 10 in (1.78 m) long from which the test results are taken. Helium at 380°C and 20 atmospheres pressure can be circulated over the surface of the test panel at the rate of 3.5 lb/s and is restricted to flow through a narrow slot to produce an appropriate pressure drop over the length of the test panel. The heat is produced by a 100 hp circulator of a similar type to that in use on the Dragon Project. Heat flux through the test panel is measured by noting the temperature rise and water flow at the inlet and outlet of each test area cooling coil. Temperature profiles can be plotted by means of a large number of thermocouples built in to the 'cold finger' and the insulation pack.

Following the flat panel tests on various types of insulation under different pressure drops, it may be possible later to fit different designs of 'cold finger' to accept cylindrical sections of insulation and to introduce electrical heating facilities to test higher temperature applications.

#### 4. NOMENCLATURE

Gr = Grashof Number

Pr = Prandtl Number

Nu = Nusselt Number

Ra = Rayleigh Number

C = coefficient in natural convection Equation (2)

n = exponent in natural convection equation

F = spacing of layer in multi-layer insulation

h = coefficient of heat transfer

$\lambda_e$  = equivalent thermal conductivity for conduction and convection effects

$\lambda_g$  = thermal conductivity of gas

$\lambda_s$  = thermal conductivity of spacer

$\lambda_E$  = equivalent thermal conductivity of individual layers

- $\lambda_{TE}$  = equivalent thermal conductivity of complete pack
- $Q_{CD}$  = heat flux transmitted by conduction through gas
- $Q_{CV}$  = heat flux transmitted by convection through gas
- $Q_R$  = heat flux transmitted by radiation
- $Q_S$  = heat flux transmitted by conduction through spacer
- $Q_{TF}$  = total heat flux transmitted per layer
- $C_o$  = Stefan-Boltzmann black body radiation constant
- $\epsilon$  = emissivity of metallic foil
- $t$  = temperature  $^{\circ}\text{C}$
- $T$  = temperature  $^{\circ}\text{K}$
- $A_S$  = spacer metal section for conduction per unit area in direction of heat flux
- $\eta$  = efficiency factor for spacer conduction
- $TQ_N$  = total heat transmitted through multi-layer pack

## 5. ACKNOWLEDGMENTS

The authors are indebted to insulation manufacturers including Messrs. Delaney Gallay Ltd., Burton-on-Trent, and Messrs. Darchem Ltd., Stillington, for advice in design of the insulation test rig. Acknowledgment is also due to the Computer Branch, A.E.E., Winfrith, for advice on the computer programme.

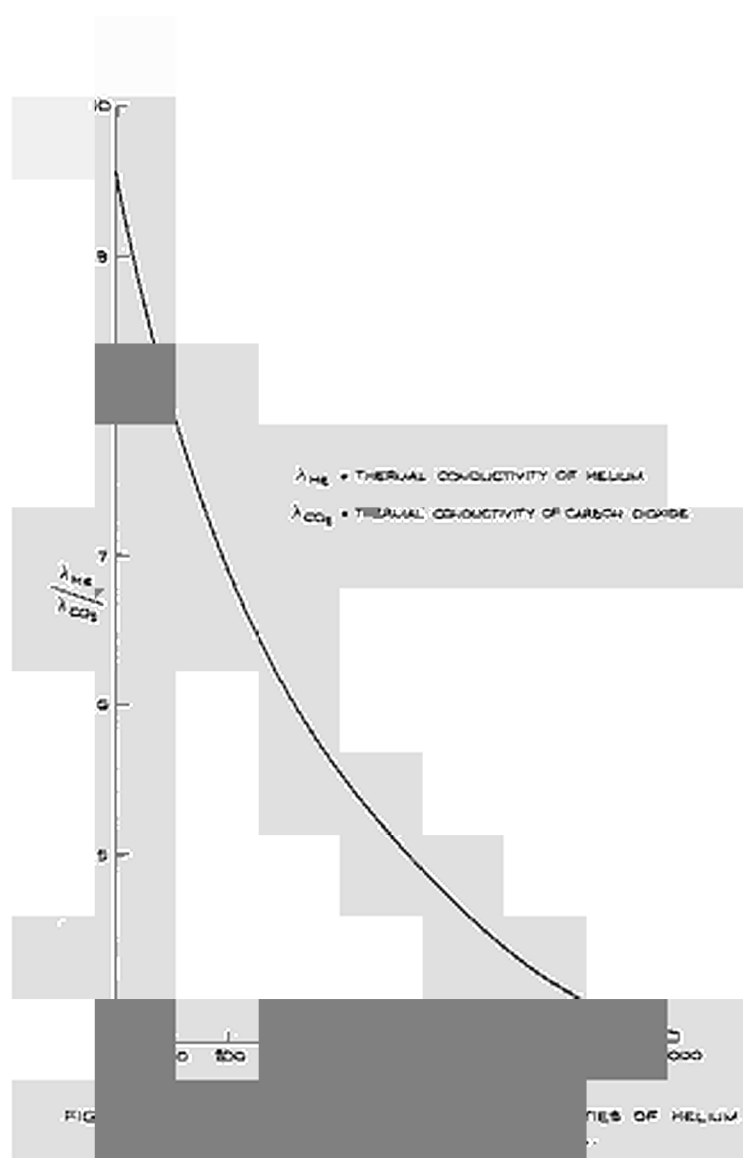
The authors wish to thank the Board of Management and the Chief Executive of the O.E.C.D. High-Temperature Reactor Project, Dragon, for permission to present this paper.

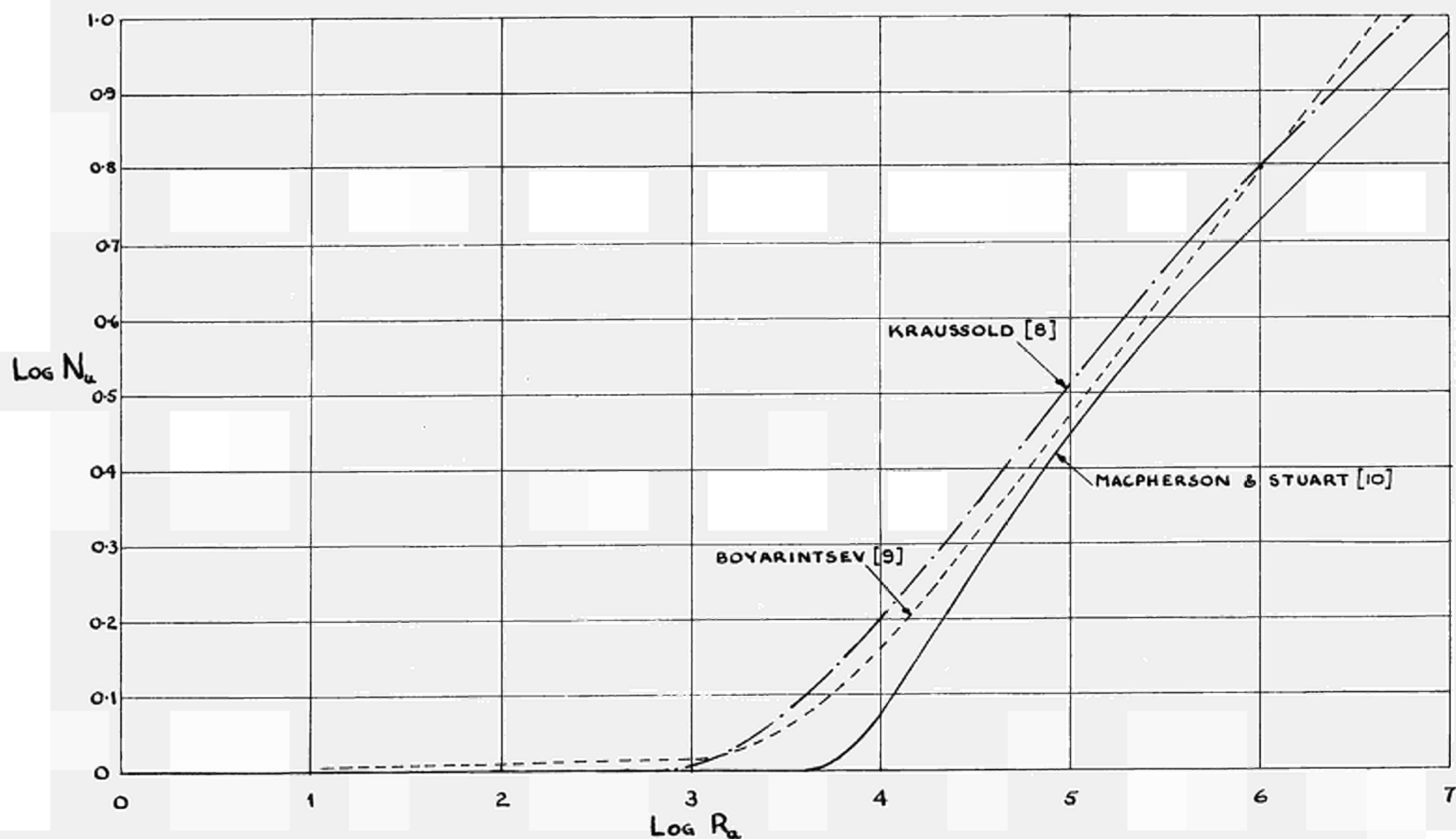
## 6. REFERENCES

- [1] D. V. Velickovic, "Metallic Screen Thermo-Insulators," Paper 116 - A.S.M.E. International Heat Transfer Conference, Colorado, 1961.
- [2] J. Davidson, "The Heat Transfer Behaviour of Metallic Foil Insulation in High Pressure Gas," Paper 13 - I. Mech. E. Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transfer Medium, London, 1967.
- [3] J. W. Hughes, B. N. Furber, G. W. Laing and E. Armstrong, "Insulation Design and Development for the Oldbury Vessels," Paper 60 - I.C.E. Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels, London, 1967.
- [4] G. Mordchelles-Regnier, P. Micheau, A. Pirovano, C. Jumentier, J. S. Terpstra, Y. Lecourt, P. Ghave, and M. Breuille, "Quelques recherches recentes effectuees en France sur l'isolation thermique des reacteurs nucleaires," I.A.E.A. Symposium on Advanced and High-Temperature Gas Cooled Reactors, Jülich, 1968.

- [ 5 ] P. G. Cowap and B. N. Furber, "The Performance of Stainless Steel Foil Insulation in a Helium Atmosphere," D.P. Report 462, 1967.
- [ 6 ] B. N. Furber, Contribution to Discussion of Papers in Groups J and K - I.C.E. Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels, Proceedings pp.744-745, London, 1967.
- [ 7 ] H. Knirsch and F. Schmiedel, "Behälterisolierung für Hochtemperatur-Reaktoren mit Heliumkühlung," Euratom Information Meeting on Prestressed Concrete Reactor Vessels and their Thermal Insulation, Brussels, 1967.
- [ 8 ] H. Kraussold, Forsch Gebiete Ingenieur, 5B: 186, 1934.
- [ 9 ] D. I. Boyarintsev, "Heat Transmission through Liquid and Gaseous Layers," Zhurnal Technicheskoi Fiziki 20 (9), 1084-1097, 1950.
- [10] R. E. MacPherson and H. D. Stuart, "The Performance of Metallic-Foil Insulators in Vertical Gas Spaces," Nuclear Science and Engineering 12, 225-233, 1962.
- [11] M. Jakob, Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. 68, 189, 1946.
- [12] J. G. A. de Graaf and Van der Held, "The Relation between the Heat Transfer and the Convection Phenomena in Enclosed Plane Air Layers," Appl. Sci. Re. Section A, 3, 1953.
- [13] R. V. Dunkle, J. T. Gier and J. T. Bevans, "The Thermal Conductivity of Aluminium Honeycomb Material near Room Temperature," A.S.M.E. Paper 58 - SA(1), 1958.
- [14] G. E. Lockett, Contribution to Discussion of Papers in Groups J and K - I.C.E. Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels, Proceedings pp.742-743, London, 1967.
- [15] O. Schlichting, "Improvements in and Relating to Insulation against Losses of Heat and Cold," Brit. Pat. Spec. 415, 623, 30th August, 1934.
- [16] S. B. Hosegood, et al., "Dragon Project Reference Design Assessment Study for a 528 MW(E) Thorium Cycle High Temperature Gas Cooled Reactor," D.P. Report 467, 1967.







**FIG. 2** RELATIONSHIPS BETWEEN NUSSOLT AND RAYLEIGH NUMBERS PROPOSED BY INVESTIGATORS AS APPLICABLE TO FREE CONVECTION CONDITIONS IN VERTICAL GAS SPACES.

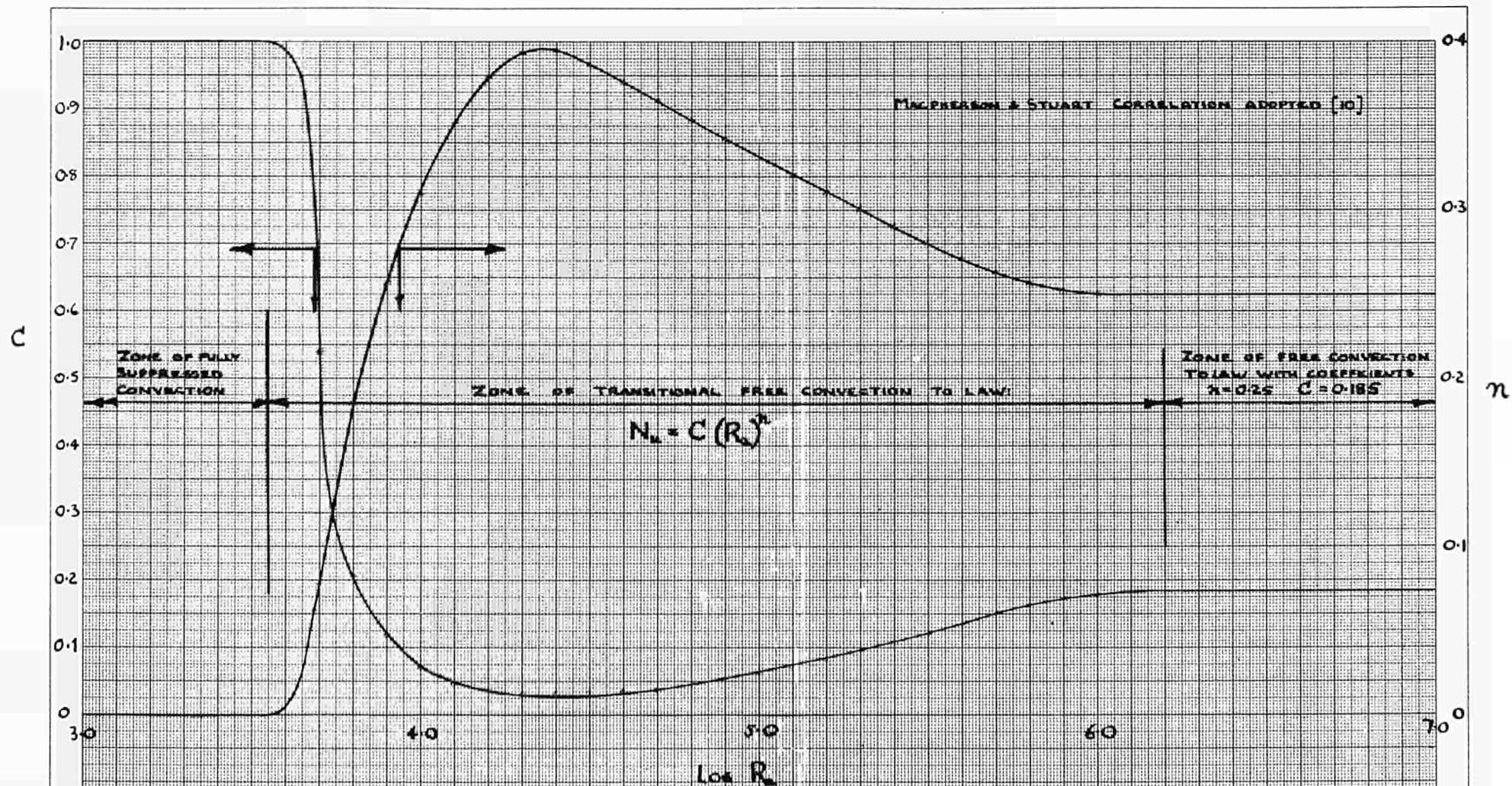


FIG. 3. VARIATION OF COEFFICIENTS OF FREE CONVECTION EQUATION WITH RAYLEIGH NUMBER

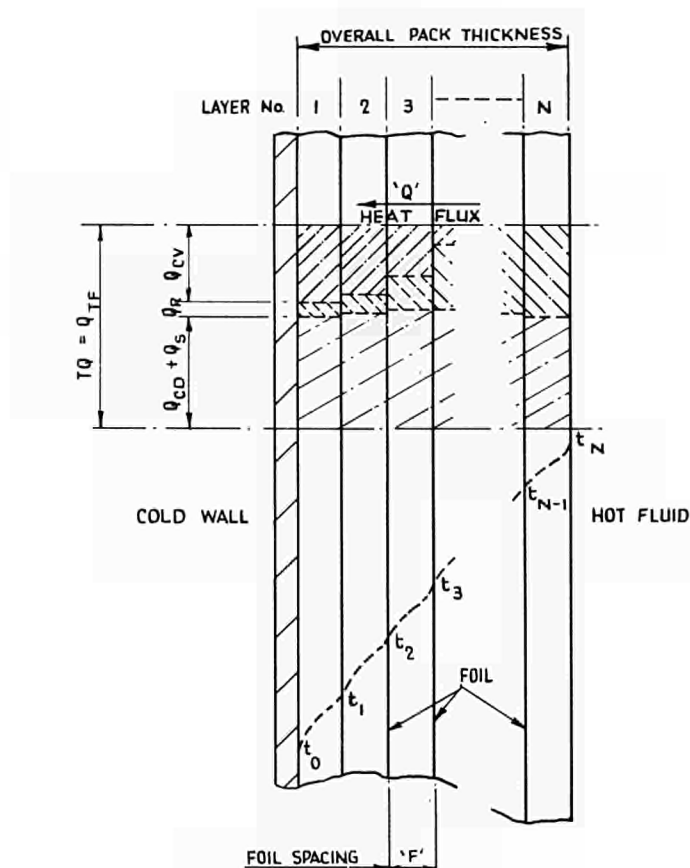


FIG. 4 DIAGRAM OF HEAT TRANSFER IN MULTI-LAYER METALLIC FOIL INSULATION PACK

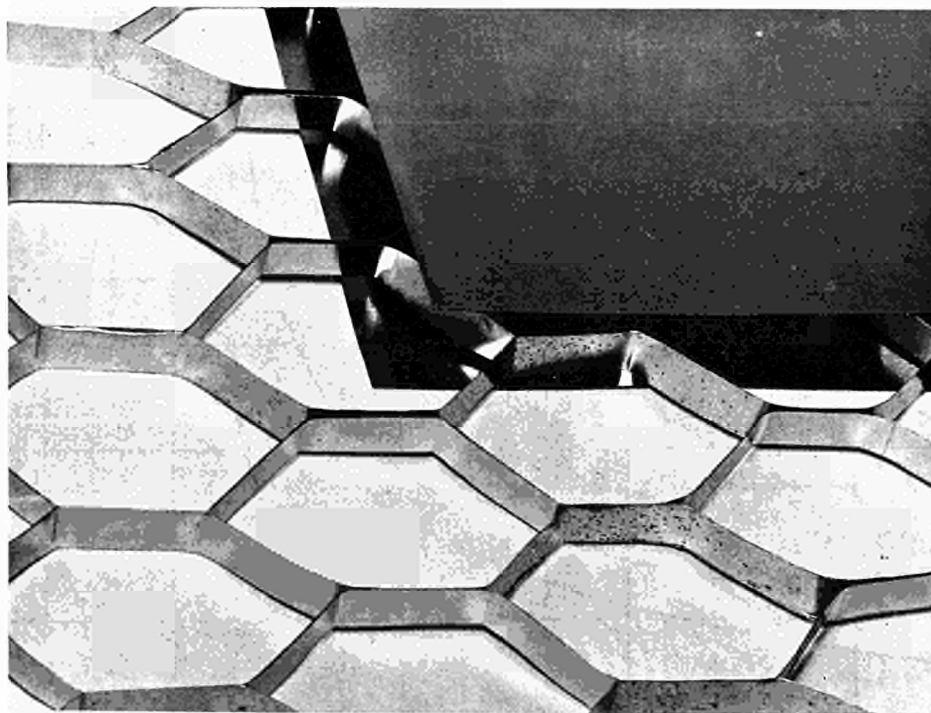


FIG. 5 CELLULAR SPACER SUITABLE FOR METALLIC FOIL INSULATION IN HELIUM

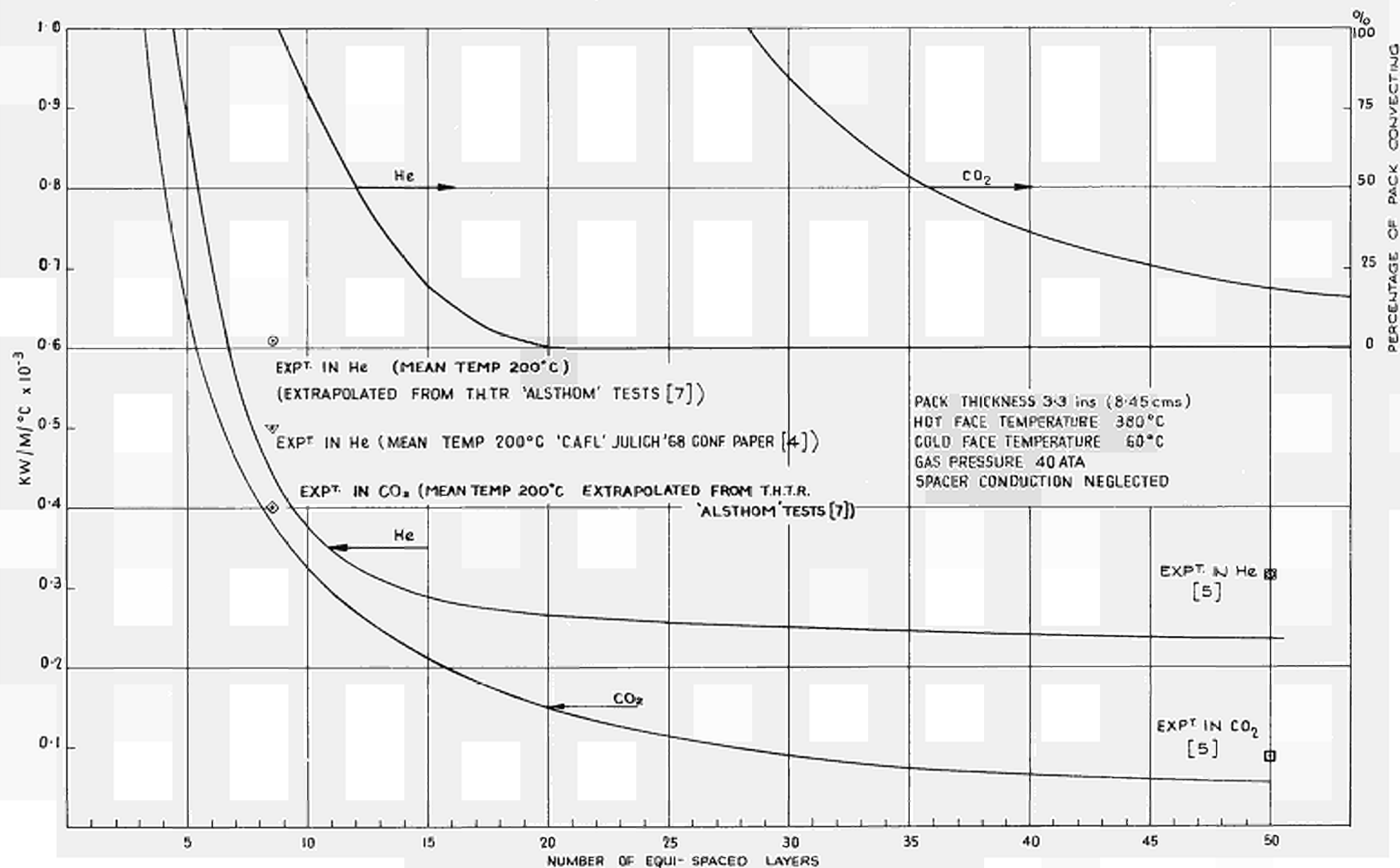


FIG. 6 THERMAL CONDUCTIVITY OF REPRESENTATIVE PACK

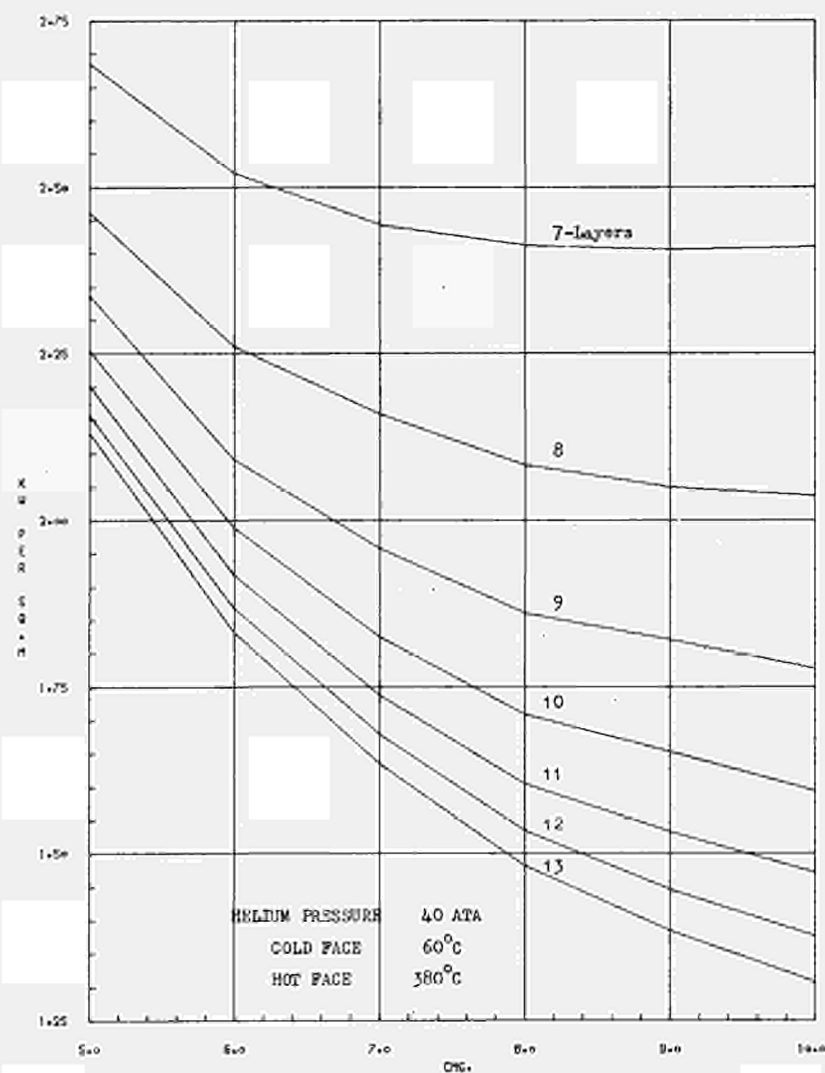


FIG 7 - CALCULATED HEAT FLUX IN MULTI-LAYER FOIL INSULATION FOR VARYING OVERALL THICKNESSES

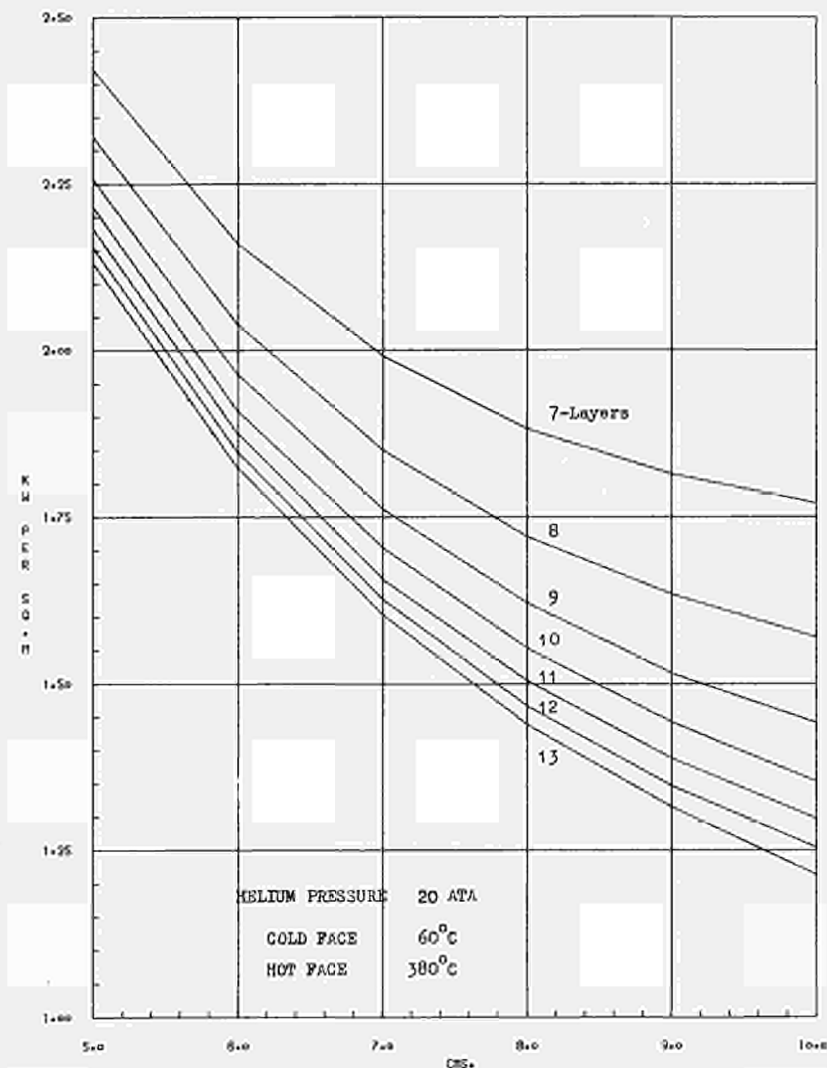


FIG 8 - CALCULATED HEAT FLUX IN MULTI-LAYER FOIL INSULATION FOR VARYING OVERALL THICKNESSES

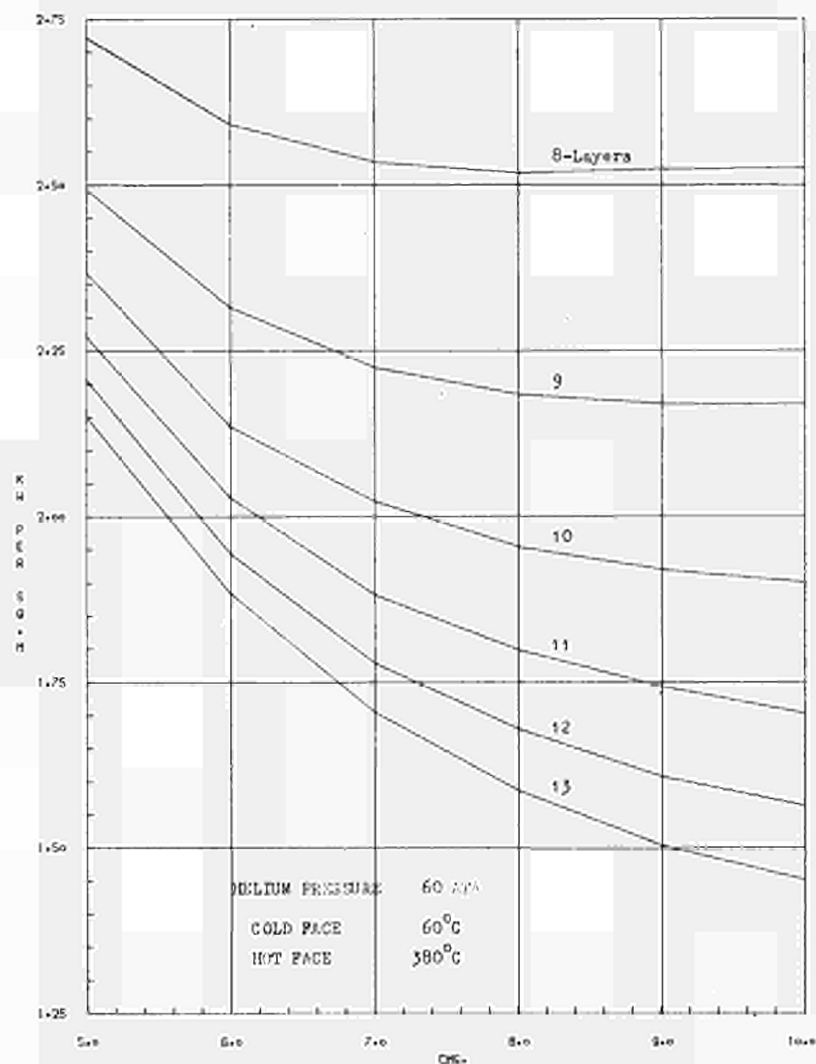


FIG. 9 - CALCULATED HEAT FLUX IN MULTI-LAYER FOIL INSULATION FOR VARYING OVERALL THICKNESSES

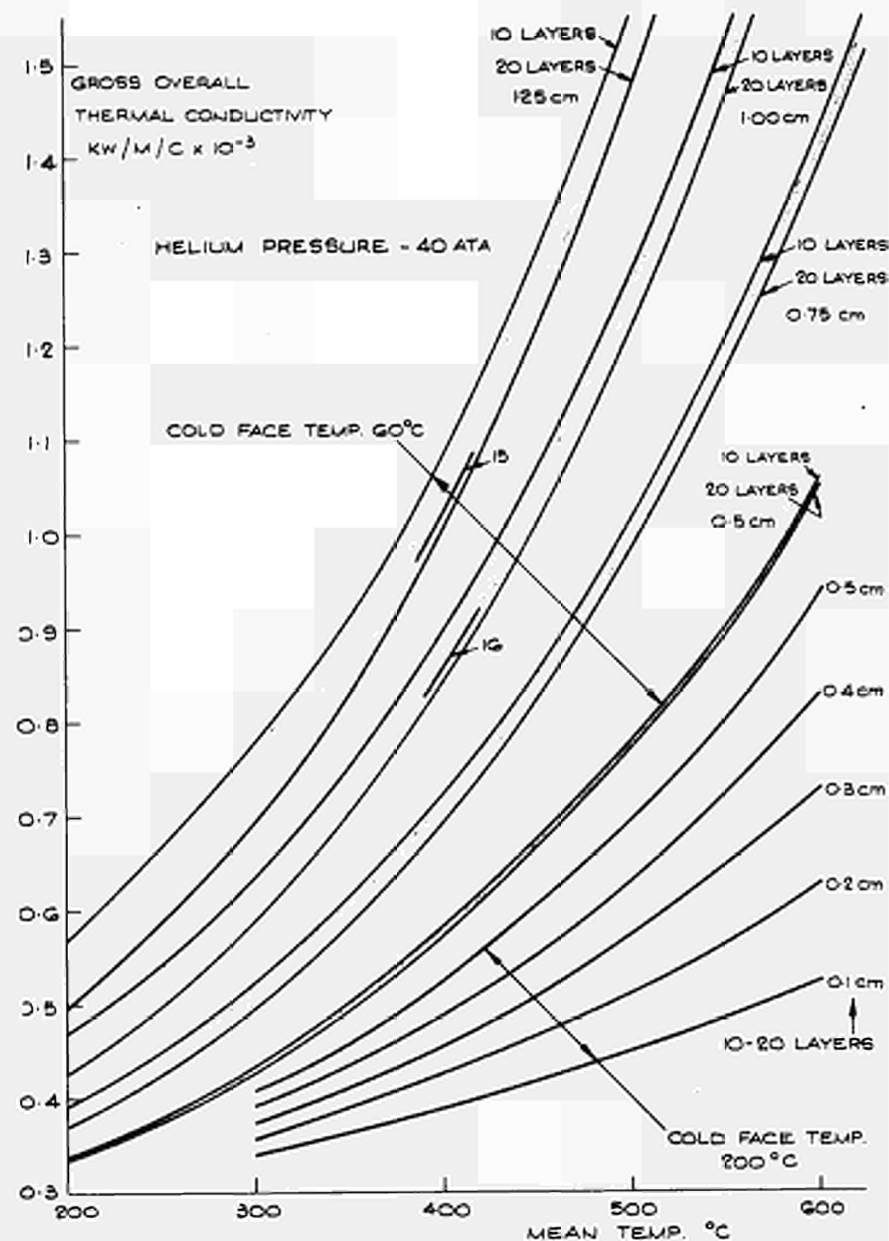


FIG. 10 CALCULATED THERMAL CONDUCTIVITY OF MULTI-LAYER FOIL INSULATION.

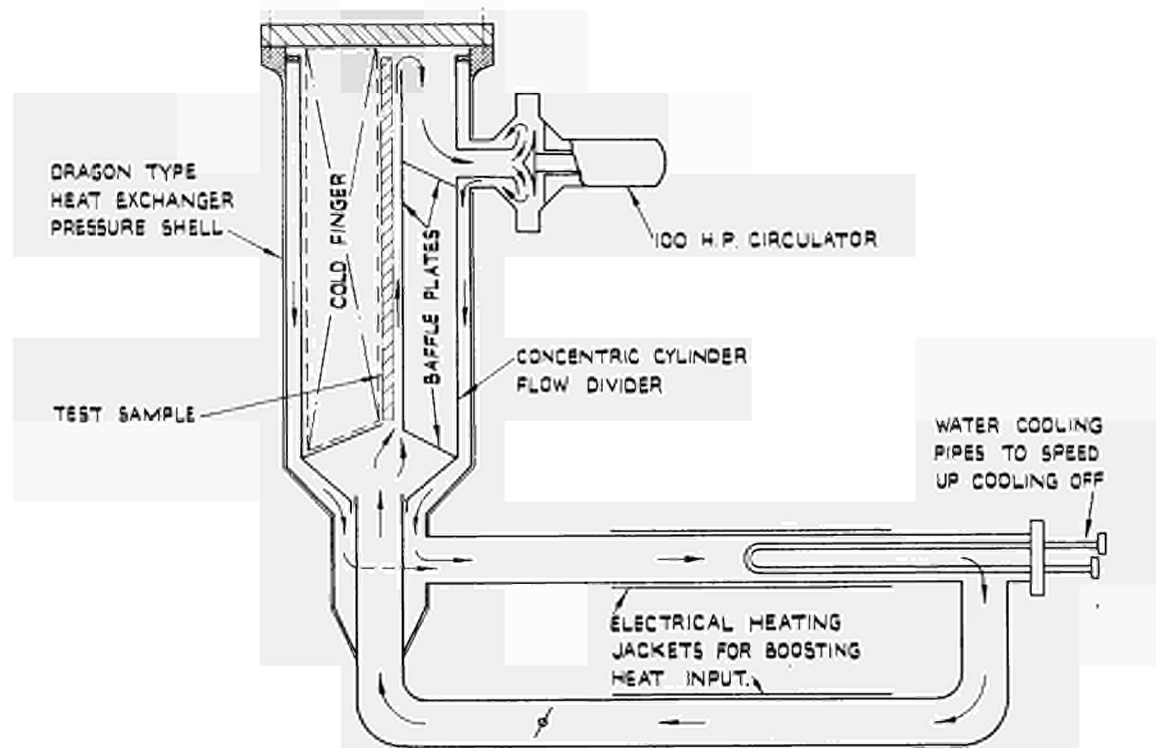


FIG. 11 TEST RIG CIRCUIT

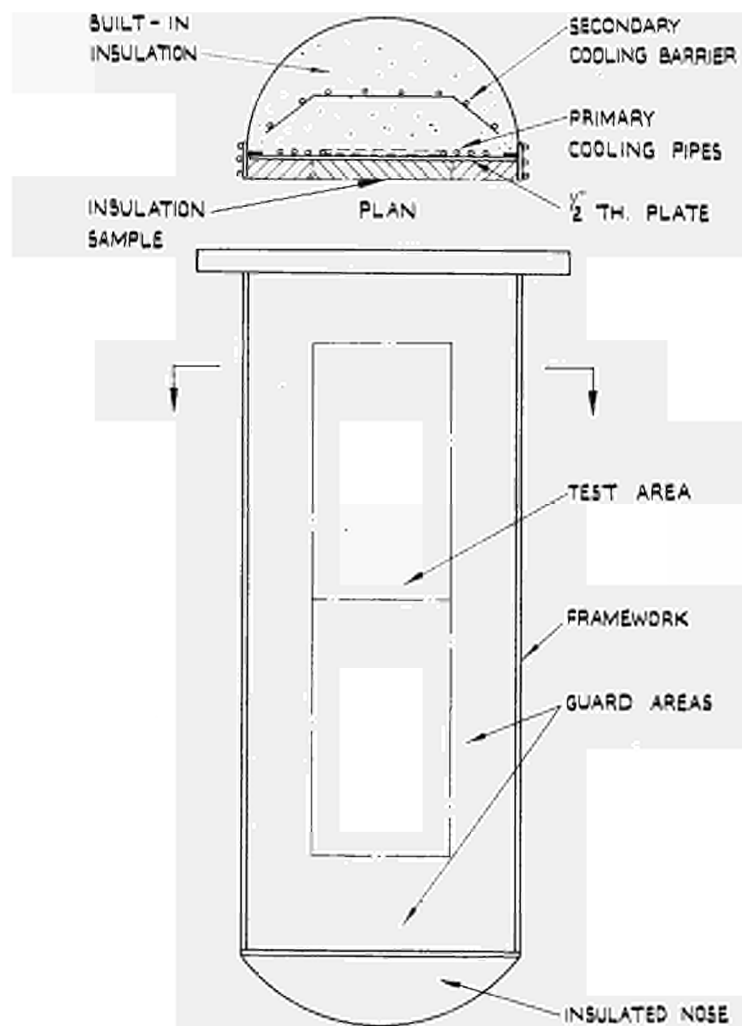


FIG. 12 COLD FINGER LAYOUT





MOYENS D'ESSAIS DE CALORIFUGES POUR HTR

P. NAUDIN

Société Bertin et Cie, Paris

N° 31

## 1 - INTRODUCTION

En 1967, au cours de la réunion d'information organisée par EURATOM sur les travaux relatifs aux cuves de réacteurs en béton précontraint et à leur isolation, la Société BERTIN et Cie a présenté une communication (1) relative aux essais de calorifuges, notamment pour la filière graphite-gaz refroidie au CO<sub>2</sub>. Depuis cette époque, notre Société a poursuivi ces travaux, principalement dans le cadre de la filière HTR. La présente communication rend compte des principaux problèmes à résoudre pour la conception des calorifuges et surtout pour la mesure de leur efficacité thermique dans des conditions les plus représentatives de leurs contraintes réelles de fonctionnement.

## 2 - CONSIDERATIONS SUR LE FONCTIONNEMENT THERMIQUE D'UNE ISOLATION POUR HTR

La protection thermique d'un caisson de la filière HTR doit répondre à un certain nombre d'impératifs et de contraintes qui sont plus ou moins spécifiques de cette filière. Les principaux impératifs sont liés à des sujétions de tenue du caisson et donc de sécurité, en fonctionnement normal et accidentel ; les contraintes sont des données de l'ambiance. Les principales données sont :

- la nature du fluide caloporteur,
- les niveaux de pression et de température,
- les variations attendues de pression et de température avec le temps,
- les conditions d'écoulement du fluide devant le calorifuge.

Généralement, le fluide caloporteur est de l'hélium sous pression. Ses caractéristiques physiques importantes du point de vue transfert de la chaleur sont sa masse spécifique, sa conductibilité thermique, sa chaleur spécifique et sa transparence au rayonnement.

Sa masse spécifique est faible : elle est onze fois moins élevée que celle du CO<sub>2</sub> à mêmes niveaux de température et de pression. Il en résulte que les régimes d'écoulement, par convection naturelle, pour une même structure et dans les mêmes conditions thermodynamiques, peuvent être très différents pour l'hélium et pour le CO<sub>2</sub>. Ainsi, si on assimile globalement un calorifuge à un milieu poreux homogène (2), l'apparition du régime à couches limites séparées ne s'y effectuera, en atmosphère d'hélium, que pour des écarts des températures, ou des pressions,

nettement supérieurs, ou encore pour une perméabilité globale équivalente plus importante qu'en atmosphère de CO<sub>2</sub>. La participation de la convection naturelle aux échanges de chaleur dans l'isolation est donc moins à redouter dans l'hélium que dans le CO<sub>2</sub> ; de ce fait, on peut se permettre des perméabilités de calorifuge plus grandes, donc une structure, à même volume, moins coûteuse.

La conductibilité thermique de l'hélium est élevée : elle est environ dix fois supérieure à celle du CO<sub>2</sub>. La participation de la conduction dans le gaz aux échanges globaux sera donc élevée ; généralement la conductivité du calorifuge dans l'hélium, en l'absence de points singuliers tels que les goujons de fixation, est sensiblement celle de l'hélium. Ainsi l'épaisseur totale d'un calorifuge pour HTR est relativement plus grande que celle des calorifuges pour la filière graphite-gaz refroidie au CO<sub>2</sub> : pratiquement on atteint des épaisseurs de 6 à 10 centimètres.

La chaleur spécifique de l'hélium est grande : environ cinq fois celle du CO<sub>2</sub>. Il faut donc redouter toute circulation d'hélium à l'intérieur du calorifuge qui risque de créer, localement, des apports de chaleur à la peau d'étanchéité très importants. Ceci est particulièrement sensible dans les zones, où des gradients de pression statique, dus aux vitesses importantes du fluide devant la face chaude du calorifuge, induisent dans la structure des écoulements forcés d'hélium. On est donc amené à réduire la perméabilité de la structure en face de ces zones sensibles.

L'hélium est un gaz transparent ; cette caractéristique est heureuse et importante quand la face chaude est à température élevée.

La pression d'ambiance, dans le caisson, en fonctionnement normal est comparable à celle atteinte avec la filière gaz-graphite refroidie au CO<sub>2</sub>. Les niveaux de température y sont par contre plus élevés, et dans toutes les zones baignées par l'hélium sortant du cœur avant son passage dans les échangeurs, la participation du rayonnement aux échanges est à prendre en considération. Il faut alors réduire la transparence de la structure, soit par interposition d'écrans réflecteurs isolants, soit par un remplissage absorbant, du type fibreux par exemple.

Le but des essais thermiques d'un calorifuge pour HTR est l'étude de son efficacité thermique dans des conditions de fonctionnement aussi proches que possible des sollicitations auxquelles il sera soumis en marche normale de la centrale.

Les données sont l'ambiance en régime permanent et en fonctionnement transitoire (variations attendues de la température et de la pression). Généralement, on mesure les densités surfaciques de flux de chaleur sur la face froide, afin de permettre l'évaluation du circuit de refroidissement de la peau d'étanchéité, ou de vérifier que ses performances déjà figées sont compatibles avec la tenue du caisson.

On s'attache également à éprouver le calorifuge dans le cas d'accidents de fonctionnement de la centrale. Citons la chute brutale de la pression d'ambiance due à une rupture locale de l'étanchéité du caisson, la montée rapide en pression qui peut apparaître dans des conditions accidentelles et détériorer la structure du calorifuge, enfin l'élévation de la température de l'hélium, en cas d'arrêt du soufflage par exemple.

### 3 - DESCRIPTION DES MOYENS MIS EN OEUVRE

L'installation d'essais existante a, globalement, des caractéristiques voisines de celles qui ont été décrites dans la référence (1). Elle comporte, notamment :

- un réservoir sous pression avec ses dispositifs d'alimentation et de vidange, de mise en pression et de décompression rapides ;
- les systèmes de chauffage, de circulation du fluide chaud et de refroidissement de la peau d'étanchéité ;
- l'appareillage de mesures.

#### 3.1. Le réservoir sous pression et les circuits de fluide

L'enceinte sous pression utilisée pour les essais d'isolation pour HTR est un réservoir taré à 50 bars, constitué d'un cylindre de 1,2 m de diamètre et de 2,5 m de hauteur, fermé par deux fonds hémisphériques. Il possède deux plans de brides et sa partie supérieure est munie d'un trou d'homme. Toutes les brides sont équipées de joints toriques en caoutchouc qui assurent une étanchéité convenable.

Les parois sont munies extérieurement de chemises de refroidissement alimentées par de l'eau à même température que les circuits de refroidissement de la peau d'étanchéité. On améliore très sensiblement par ce circuit de garde le

bilan thermique en régime permanent, en réduisant les pertes thermiques de la maquette vers l'extérieur.

L'alimentation en hélium est assurée à partir de bouteilles sous pression branchées en parallèle. A la fin des essais, l'hélium est récupéré dans un gazomètre puis recomprimé dans les bouteilles : cette disposition permet de réduire très sensiblement la consommation de ce fluide coûteux.

Des possibilités de mise en pression et de décompression rapides, à partir de la pression initiale, ont été créées. On associe à l'enceinte sous pression une seconde enceinte tarée à 60 bars. La mise en communication se fait à travers une tuyauterie courte et d'un diamètre relativement important munie d'une vanne à ouverture rapide et passage direct. Un diaphragme peut être incorporé dans le tronçon afin de régler les vitesses de variation de pression aux valeurs convenables. Pour augmenter ou réduire rapidement la pression dans le réservoir d'essai, il suffit alors de le mettre en communication avec le second réservoir dans lequel la pression est supérieure ou inférieure à la pression nominale d'essai.

### 3.2. Les systèmes de chauffage et de circulation de l'hélium

L'électricité nous paraît toujours la source d'énergie calorifique la plus appropriée pour le chauffage des maquettes d'essais de calorifuges. Le réglage de la température de la face chaude du calorifuge s'effectue donc en agissant sur la tension d'alimentation d'un certain nombre d'éléments chauffants, indépendants les uns des autres.

La répartition dans l'espace des sources de chauffage dépend de l'existence ou non d'une circulation d'hélium à l'intérieur de la maquette. Avec circulation, il suffit de placer les éléments résistants dans la veine fluide, les échanges étant alors assurés par la convection forcée de l'hélium. En général, l'emplacement des résistances chauffantes importe peu et l'isothermie de la face chaude ne pose aucune difficulté. Sans circulation, le problème demande plus d'attention que dans le cas du CO<sub>2</sub>. En effet, la convection naturelle de l'hélium étant peu importante, particulièrement aux faibles pressions, il est nécessaire de disposer les éléments chauffants devant toute la face chaude du calorifuge essayé ; les échanges se font alors principalement par convection naturelle aux températures relativement basses et principalement par rayonnement aux températures élevées. Une alimentation et une régulation individuelles des divers éléments chauffants sont alors nécessaires.

La circulation de l'hélium chaud a pour but de reproduire la répartition des vitesses et surtout des pressions devant

la face chaude du calorifuge. Il existe, en effet, à la surface des isolations thermiques du caisson, des zones où la circulation du fluide caloporteur induit une répartition non uniforme de pression statique. On peut citer les zones faisant face à l'aire support du coeur, où le rétrécissement de l'espace annulaire introduit des vitesses importantes et un gradient de pression très sensible. Les zones voisines des sorties de soufflantes doivent également être citées : l'existence de tourbillons et une récupération partielle de l'énergie dynamique du fluide y induisent localement, à la surface du calorifuge, des gradients de pression statique très importants.

Pour simuler ces répartitions de pression statique ou de vitesse de circulation, notre installation est équipée d'un circulateur centrifuge (Figure 1), entraîné par un moteur placé à l'intérieur de l'enceinte d'essais et spécialement conçu pour fonctionner dans une atmosphère de gaz sous pression. La vitesse de rotation de l'ensemble est constante et le réglage du débit de cette soufflante est assuré grâce à une vanne de laminage, du type papillon, montée en amont du circulateur dans le gaz chaud. Cette vanne est commandée par un micro moteur muni d'un réducteur placé également dans le réservoir, mais dans une zone froide, et relié à l'axe de la vanne par un jeu de poulies et de fil d'acier.

Selon que le calorifuge essayé est sensé représenter une zone face à l'aire support ou une zone voisine de l'échappement des soufflantes, on reproduit la répartition des pressions devant le calorifuge de deux façons différentes (Figure 1) :

- Dans le premier cas, on introduit dans la veine un caisson simulant l'aire support et créant un passage rétréci pour l'hélium chaud.

- Dans le second cas, on définit un diffuseur permettant de reproduire assez fidèlement ce qui se passe en aval des soufflantes de la centrale.

### 3.3. Le système de refroidissement

Aucune modification de principe n'a été apportée à ce système, par rapport à celui qui est décrit dans la référence (1) : il est constitué de circuits en acier, soudés ou brasés sur la peau d'étanchéité et disposés de façon à minimiser les échanges par conduction dans la peau, entre deux zones de mesure adjacentes.

La présence de l'hélium nécessite des précautions particulières quant à l'étanchéité des circuits : on utilise

ainsi l'acier, plus coûteux dans la réalisation des circuits, mais plus fiable et permettant des démontages multiples et aisés grâce à des raccords spéciaux à joint torique en caoutchouc.

### 3.4. L'appareil de mesures

Les principales grandeurs physiques à mesurer sont :

- les températures,
- les densités surfaciques de flux à la face froide,
- les pressions,
- les puissances électriques.

Les mesures des températures s'effectuent à l'aide de thermocouples, raccordés à des enregistreurs ou à des appareils de type digital. Des précautions particulières doivent être prises pour s'assurer du bon isolement des deux conducteurs d'un thermocouple placé sur la face chaude du calorifuge, en face des éléments chauffants rayonnants sur cette face chaude. On risque en effet des effets Joule-Thomson le long du thermocouple ainsi que des courts-circuits qui perturbent les mesures.

Les densités surfaciques du flux calorifique transmis à la face froide sont mesurées à l'aide des circuits de refroidissement et avec des capteurs locaux appelés fluxmètres.

Le circuit de refroidissement de la maquette est divisé en une dizaine de zones ; chacune d'elles permet d'obtenir une densité moyenne de flux grâce à la mesure simultanée des débits de l'eau de refroidissement, de son échauffement et de l'écart des températures moyennes des faces chaude et froide.

Des mesures locales de flux sont de plus très précieuses, au voisinage de points singuliers par exemple, ou dans les zones soumises aux gradients de pression. De nouveaux capteurs de mesure de flux ont donc été développés dans ce but d'après une idée de GARDON (3). Ils sont constitués (Figure 2) de cylindres de cuivre, fixés dans la face froide du calorifuge, et dont la face avant est fermée par un disque mince de constantan brasé sur le cylindre. L'ensemble affleure la face froide et la chaleur traversant le calorifuge et reçue par ce disque est transportée radialement, par conduction, vers le cylindre externe, refroidi par contact avec la face froide. La différence des températures au centre du disque et à sa périphérie est proportionnelle à la densité de flux incidente. Si on ajoute un fil de cuivre au centre du disque, on obtient un thermocouple



différentiel dont le signal est proportionnel à la densité de flux que l'on cherche à mesurer. Ce capteur est très fidèle. Sa sensibilité dépend du diamètre et de l'épaisseur du disque de constantan et on la définit à l'avance selon l'estimation de la densité de flux à mesurer. Sa constante de temps, en outre, est faible, et il est possible de mesurer d'éventuelles fluctuations rapides de la grandeur à mesurer. Il est néanmoins nécessaire d'étalonner ces capteurs, un à un, et, pour cela, un banc d'étalonnage a été réalisé ; la précision de la chaîne de mesures réalisée est alors de 1 à 5 %. Enfin, ces capteurs peuvent fonctionner à haute température (jusqu'à 500° C environ) avec une précision très acceptable : en effet, la variation avec la température de la force électro-motrice du couple cuivre-constantan, suit, à 1 ou 2 % près, la variation de la résistivité thermique du constantan, ce qui n'oblige pas à plusieurs étalonnages à différents niveaux de température.

Il est nécessaire de mesurer les pressions statiques au voisinage des faces chaudes du calorifuge, dans les zones soumises à des gradients importants, afin de vérifier la bonne représentativité du dispositif expérimental. Il est également intéressant de les mesurer en face froide, afin de mieux comprendre le fonctionnement de l'isolation. On est donc amené à mesurer entre 5 et 10 pressions différentes de quelques millibars, à un niveau absolu élevé. Des mesures différentielles sont donc nécessaires. Afin d'éviter un grand nombre de capteurs, on commute successivement chaque prise de pression sur le capteur en opposition avec une valeur témoin, par exemple la pression moyenne dans l'enceinte dans un endroit calme. Les mesures de puissances électriques sont nécessaires pendant la période de stabilisation, pour piloter le banc d'essais, et, en régime permanent, pour vérifier l'équilibre du bilan thermique. Elles sont assurées par des wattmètres et des compteurs d'énergie.

#### **4 - EXEMPLES D'UTILISATION DE L'INSTALLATION**

L'installation d'essais qui vient d'être décrite a été utilisée pour éprouver le calorifuge d'une centrale HTR. Deux campagnes d'essais y ont été réalisées.

La première concernait le calorifuge conçu pour la paroi courante du caisson. La seconde était destinée à tester le calorifuge à haute température qui est introduit dans les tubes conduisant, à travers l'aire support, l'hélium sortant du coeur vers les échangeurs.

Les principales conditions de fonctionnement du calorifuge

en zone courante (paroi verticale et ciel) sont :

- Température de l'hélium : environ 400° C
- Pression : environ 50 bars.

Une maquette d'essais (Figure 3) a été construite et éprouvée avec un calorifuge très représentatif de la réalité quant à son épaisseur et sa fixation. Elle comportait le dispositif de circulation de l'hélium présenté ci-avant, avec un caisson simulant l'aire support. Les gradients de pression à la surface du calorifuge ont ainsi été à peu près respectés. Les principaux paramètres de l'essai étaient : la pression d'ambiance, la température de la face chaude, la vitesse de l'hélium devant le calorifuge.

Les résultats de cette première campagne ont été très instructifs quant au fonctionnement d'une isolation HTR, sans et avec circulation d'hélium. Ils ont ainsi permis de montrer l'influence des gradients de pression sur les densités de flux à la face froide. La Figure 4 montre un exemple de cette influence dans le cas d'une circulation d'hélium.

Les conditions de fonctionnement du calorifuge des traversées de l'aire support sont plus sévères en température (800° C environ) alors que la pression est évidemment identique.

Un soin particulier a été apporté à la réalisation du barreau chauffant pour les essais sans circulation forcée d'hélium. Il fallait en effet que l'uniformité de la température de la face chaude soit bonne, avec le rayonnement comme mode prépondérant de transmission de la chaleur entre le barreau et la face chaude. Une répartition quasi uniforme des résistances fixées sur un échafaudage pouvant se dilater librement a permis d'obtenir cette répartition.

Actuellement est en préparation une campagne d'essais du calorifuge pour une autre centrale HTR refroidie par l'hélium. Les conditions de fonctionnement du calorifuge en paroi courante sont :

- Température : environ 300° C
- Pression : environ 40 bars.

Le dispositif de circulation de l'hélium sera muni d'un diffuseur permettant de reproduire la répartition des pressions statiques sur le calorifuge, à la sortie des soufflantes.

## 5 - CONCLUSIONS

Les moyens d'essais que nous avons décrits dans cette communication présentent un certain nombre de caractéristiques intéressantes quant à leur utilisation. Il est ainsi possible d'y introduire des maquettes de 1 mètre de diamètre et de 2,5 mètres de hauteur environ, ce qui permet d'y éprouver des calorifuges avec des dimensions très raisonnables et d'en extrapoler aisément les performances. Les niveaux de température et de pression qui peuvent être atteints couvrent très largement les valeurs de ces paramètres qui existent dans la centrale (800°C, 50 bars) : la possibilité de faire circuler le fluide caloporteur augmente encore la bonne représentativité de ces essais. Nous devons aussi ajouter que la souplesse des commandes et des contrôles de cette installation d'essais, ainsi que l'expérience et le savoir faire acquis dans ce domaine par l'équipe de techniciens qui en assure le fonctionnement, ajoutent encore aux services qu'elle peut rendre.

## 6 - REFERENCES

- (1) Méthodes d'essais de calorifuges pour réacteurs nucléaires  
G. MORDCHELLES-REGNIER et P. NAUDIN, Société BERTIN et Cie  
J.J. CELERI, Electricité de France  
  
Réunion d'information sur les travaux relatifs aux cuves de réacteur en béton précontraint et à leur isolation - EURATOM, Bruxelles, 1967
- (2) Quelques recherches effectuées en France sur l'isolation thermique des réacteurs nucléaires  
G. MORDCHELLES-REGNIER, P. MICHEAU et A. PIROVANO, Société BERTIN et Cie - C. JUMENTIER, Compagnie SAINT-GOBAIN - J. TERPSTRA, EURATOM - Y. LECOURT, P. CHAVE. M. BREUILLE, C.A.F.L.  
  
Advanced High Temperature Gas-Cooled Reactors - A.I.E.A., Jülich, 1968
- (3) A Transformer for the Measurement of Heat Flow Rate  
R. GARDON  
  
Journal of Heat Transfer, Novembre 1960, pages 396-397

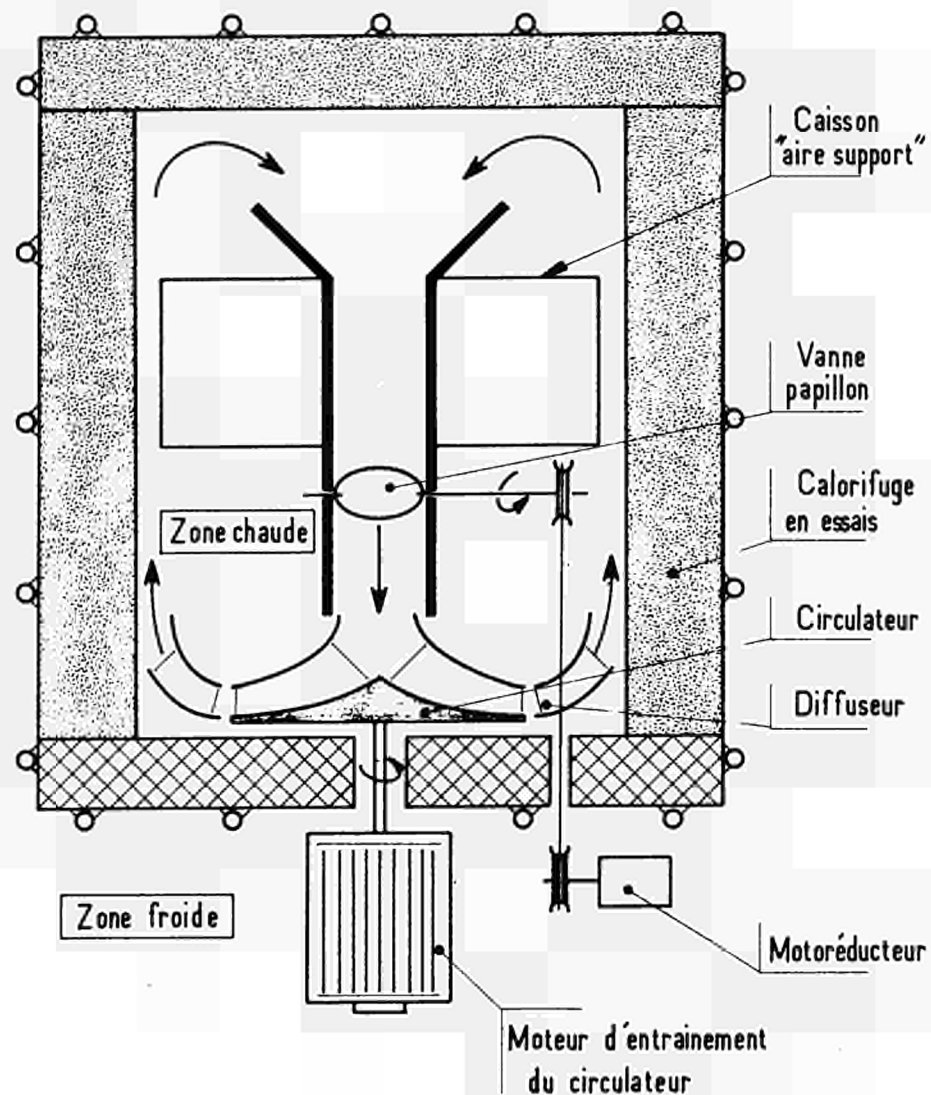


figure 1 Dispositif de circulation de l'Hélium

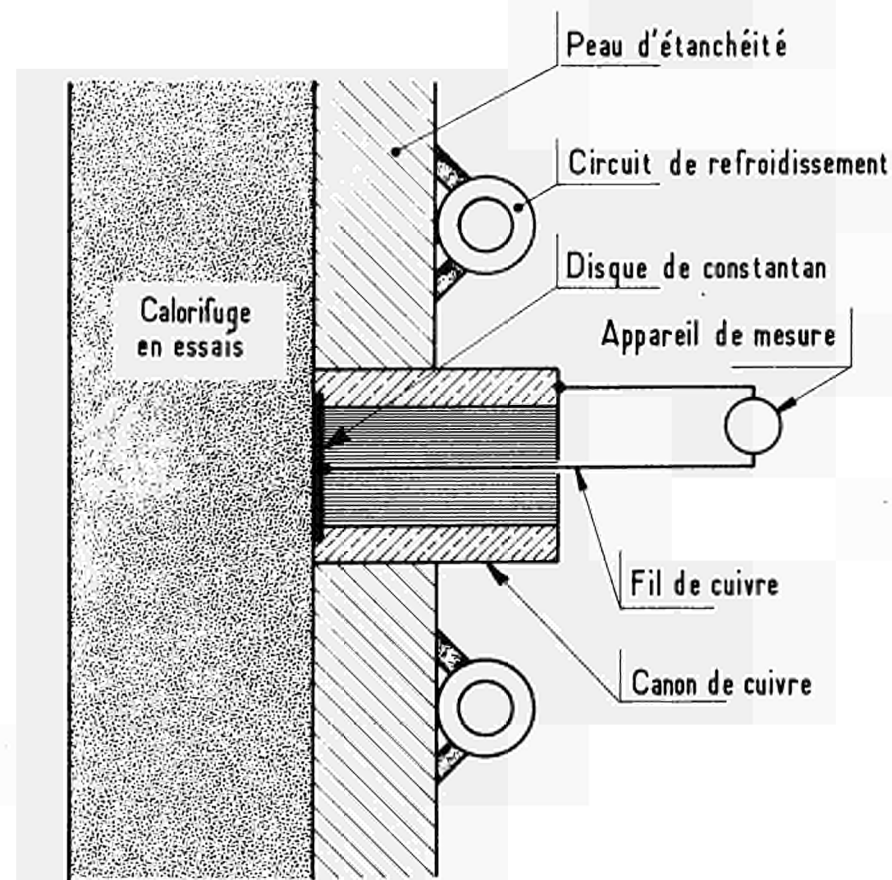


figure 2 Montage d'un fluxmètre calorifique

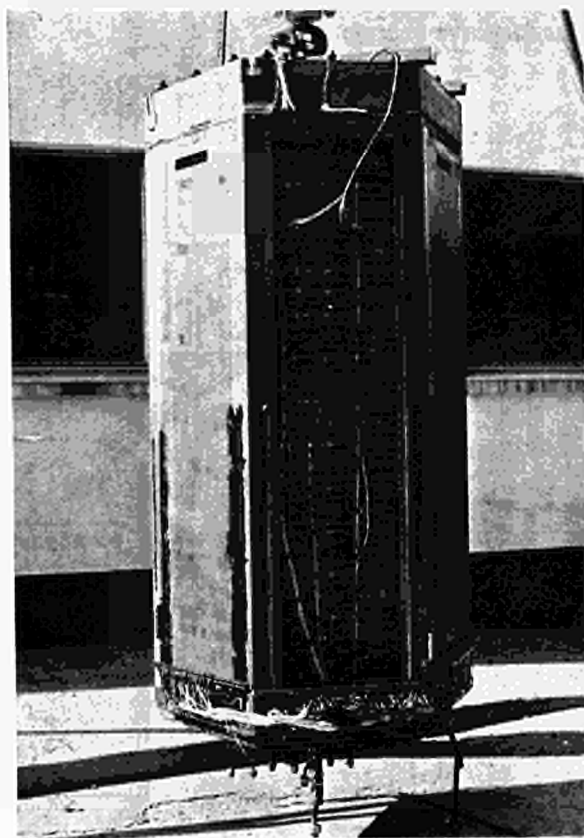


figure 3

Photographie d'une maquette d'essais pour HTR

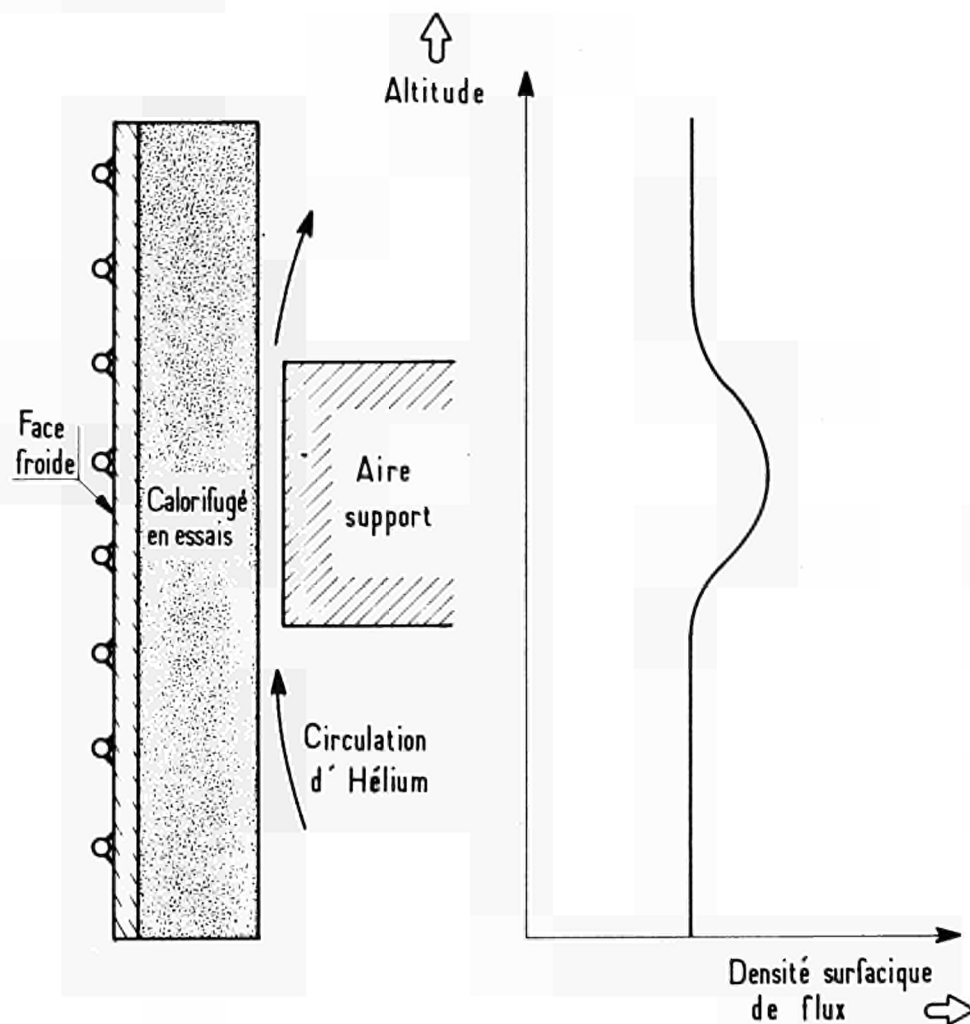


figure 4

Allure de l'évolution de la densité de flux thermique à la face froide en fonction de l'altitude dans le cas du soufflage forcé

20.11.69

Diskussion - Discussion - Discussione - Beraadslaging N°29 à 31

Dr. Furber, The Nuclear Power Group Ltd : Mr. Chairman, I would like to comment on paper 30. Part of this paper is concerned with a computer analysis of metallic insulation. The value of the results largely depends on the input data and my criticisms are confined to these data. Firstly, dealing with the modes defined in section 2.4 of the paper and first of all with the equation for conduction in the spacer : equation 7. This appears to be straight forward, but is not so, because the interface resistance is quite unknown. Hence the efficiency can only be guessed at. The efficiency incidently was not defined in the paper, but I can only assume it is incorporated to take into the account the uncertain interface resistance. Just to indicate how important this can be; on the foil and wire pack used in Oldbury the diameter of the spacer was 48/1000 of an inch but in fact the mean spacing of the foils was 66/1000 of an inch. So there is a clear gap between the nominal spacer and the foils and it is not a metal conduction problem. Secondly the radiation contribution, equation 6, only becomes of importance if there are few foil layers. Assuming this to be so, then the emissivity of the material must be known. Such data are notoriously unreliable. Thirdly, the natural convection, equation 5, which in  $\text{CO}_2$  can be the dominant mechanism, can only be assessed by properly designed tests. The results in the paper given on figure 3 should be compared with figure 14 of paper 28 or figure 5 of paper 27. You will note that there is a different abscissa, namely the independent variable in figure 3 of paper 30 is the Rayleigh number, in figure 14 of paper 28 it is the Rayleigh number multiplied by the width to height ratio. I suspect therefore that the natural convection contribution has been grossly underestimated. Finally a warning with regard to the work proposed on pressure gradient effects. In our experience this is experimentally a very tough problem indeed. We would advise very comprehensive instrumentation and attention to all sealing details if meaningful results are to be produced. By sealing details we are

interested in spurious velocities of the order of a few meters per hour.

Concerning paper 31, we could not really agree more with the whole sentiments expressed in that paper. Had I had a little more time in my introduction, I would have described a 1/10 scale model of the Hinkley-B reactor which we have used. It is one facet of the problem which paper 31 does not cover. Namely : What are the pressure gradients that you are likely to get in a reactor system. To answer that question for the Hinkley-B station we have constructed a very detailed 1/10 scale model and carried out the most extensive aerodynamic tests, measuring surface pressure gradients in all the criticals areas of that model for all combinations of circulator operation. This was a very extensive programme indeed but it was essential to answer the question : what pressure gradient have I to design for ? Now a final point and that is one of criticism. I cannot attach any significance to figure 4 without numerical values of both the pressure gradients and the heat fluxes. I would therefore like to ask the author to add a few numbers to his fig. 4. Thank you very much Mr. Chairman.

M. Naudin, Bertin et Cie : Je pense que le Dr. Furber a voulu dire que sur toute la surface du calorifuge d'un caisson, il existe des gradients de pression et que nous n'avons examiné seulement que quelques zones singulières. Je réponds que nous avons examiné les zones où les risques de vitesses importantes d'hélium induites dans le calorifuge par convection forcée, étaient les plus grands; en effet, préalablement aux essais thermiques nous avons mesuré les répartitions de pression sur des maquettes à échelle réduite, comme l'a fait le TNPG.

En ce qui concerne la deuxième question de M. Furber, je ne peux pas y répondre parce que cette question me gêne. J'ai indiqué dans l'exposé que je ne donnerai pas de valeurs numériques, la courbe étant donnée à titre tout à fait indicatif. D'ailleurs, il faudrait donner non seulement les différences de pression,

mais aussi les tenseurs de perméabilité du calorifuge de façon globale ainsi que les valeurs des densités de flux à la paroi. Cette courbe a été tracée à titre didactique et malheureusement je n'ai pas la libre disposition des résultats.

Mr. Kinkead, Dragon Project : Mr. Chairman, gentlemen,  
I have a suspicion that Dr. Furber has been trying to tear up our mini paper! However in some respects I do agree with him. In fact, I thought I had stated in my address that this paper was extremely tentative; it is only a first look at the problem and there are a number of things that are extremely uncertain. I would not like anybody to go and design an insulating system for their helium cooled reactor based solely on the results we presented. Quite a number of points have been stressed by Dr. Furber. I don't know whether I got them all, because there were so many! He points out that the value of our computer analysis depends on the input data that we used. This is indeed quite obvious. Concerning the correlation that we decided to follow on the effectiveness of the metal spacer, we have actually defined in the paper what this is meant to be, perhaps he has not noticed that. Another thing is that the emissivity data are not mentioned; the reason for this was really to condense the paper as much as we could. The emissivity figures have been taken from fairly reliable published data. I agree that concerning data on the conductivity of the metal, e.g. anybody can take a figure out of the sky, but we can give him the details of this for his information or anybody else's who would like to have it. The width-height-ratio I agree is an additional factor that ought to be taken into account; again our mini paper has not attempted to look into that beyond making brief reference to it in Section 2.3. If our natural convection is grossly underestimated, it is rather odd that we do get some alignment with the few test results that exist. We are trying merely to find out insulation performance criteria in helium. We do appreciate that the leakage of helium can be very severe. On the other hand, the quantity of heat that is carried through



a small gap of the kind that would exist in an insulation system is only half as much in the case of helium as in the case of CO<sub>2</sub> under the same conditions of pressure, temperature and driving-force. We hope in this rig to be able to examine such things as the effect of joining two modules. The first test piece that is in the rig, is not a multifoil pack but a mineral fibre insulation test specimen. I think that's really all I can say in brief reply to Dr. Furber's comments.

M. Terpstra, Euratom : Mijn vraag heeft betrekking op figuur 4 uit het rapport van de heer Naudin (n° 31). Ik zou hem willen vragen of hij alleen maar het feit geconstateerd heeft dat daar ten plaatse een verhoogde warmteflux door de isolatie treedt of dat hij ook instrumenten geplaatst heeft om de oorzaken van deze verhoogde warmteflux nauwkeuriger te analyseren ? En zo ja, of hij eventueel ook middelen heeft gevonden om dit nadelige effect te verbeteren ?

M. Naudin, Bertin et Cie : La photo n° 4 du rapport est d'ailleurs un peu différente de la diapositive qui a été projetée sur l'écran tout à l'heure. On voit effectivement que la densité surfacique de flux de chaleur à la face froide est plus importante au niveau du rétrécissement de l'aire support qu'à l'infini amont et à l'infini aval. En vérité, cet accroissement du flux n'est pas centré sur l'aire support mais centré un petit peu en dessous, c'est-à-dire que l'on note un accroissement du flux de chaleur à la face froide avant, en dessous du niveau bas du rétrécissement. Nous avons mesuré cet accroissement de flux par les bilans thermiques, c'est-à-dire par la quantité de chaleur récupérée sur les circuits de refroidissement, par des fluxmètres et par des thermocouples placés sur la face froide. Nous avons expliqué les raisons de cet accroissement de flux, comme le Dr. Furber l'avait exprimé auparavant : il y a une certaine quantité d'hélium qui rentre à la partie basse dans le calorifuge de la face chaude qui est perméable et qui ressort un peu plus haut. On note d'ailleurs des points chauds dans le calorifuge un petit

peu en dessous de l'aire support, et des points froids, par contre, au-dessus. Comment parer à un tel accroissement de ce flux ? En diminuant la perméabilité du matériau calorifuge ou celle de la paroi chaude de l'isolation, appelée aussi casing. Nous avons d'ailleurs pu vérifier expérimentalement l'effet d'une variation de la perméabilité du "casing" qui protège le calorifuge en face chaude.

M. Scotto, Agip Nucléaire : L'aspetto tecnico più interessante nello sviluppo tecnologico inglese, relativamente all'isolamento termico è stato per quanto mi consta la scelta per i reattori tipo AGR un isolamento in fibra minerale sottoposto a temperature del fluido refrigerante variabili nelle varie zone all'incirca fra i 300 e 750°. Vorrei chiedere alla cortesia degli autori qualche commento sulla filosofia di questa scelta con particolare riguardo ai problemi di affidabilità, sicurezza ed economicità.

Mr. Hutton, Delaney Gallay : If we could devote the whole afternoon to this question it might be possible to fill in the basic outlines of the question that's been asked. To be helpful in this : DG are presenting a lecture to the British Nuclear Energy Society towards the end of next month. I think that we could send to the people interested that paper and answer in this way very many of the points which our friend raised.

Mr. Walker, Darlington Chemicals : I would like to thank the contributors to this session, the speakers and those who posed so many interesting questions. We will now adjourn for a film.



Siebter Teil	: Isoliermaterialen; Herstellung und Einbau, Erprobung und industrielle Anwendung
Part Seven	: Insulating materials; fabrication and installation, testing and industrial use
Septième Section	: Matériaux isolants; fabrication et mise en oeuvre, performances et applications industrielles
Settima Parte	: Materiali isolanti; fabbricazione e messa in opera, prove e applicazione industriale
Zevende deel	: Isolatiematerialen; fabricage en plaatsing, beproeving en industrieel gebruik



Introduction à la 7e section du 20.11.69

Dr Ing. G. Mordchelles-Regnier, Société Bertin et Cie :

Mesdames, Messieurs,

La session de ce matin a été consacrée à des études de base et des moyens expérimentaux concernant les isolants thermiques.

La dernière session qui commence maintenant comporte plusieurs exposés sur la technologie des isolants. Les solutions techniques qui seront présentées appartiennent à trois familles de calorifuges : les bétons, les isolants métalliques de type cellulaire et des isolants incorporant des structures fibreuses.

Trois types d'application sont envisagées : réacteurs refroidis par CO<sub>2</sub>, par hélium et par eau.



NOUVEAUX TYPES DE BETONS CALORIFUGES  
POUR REACTEURS NUCLEAIRES

F. DUBOIS, P. MAUNY,  
A. BERNARD, M.F. ELLEUCH

CEA, Section de Physique de Matériaux Nucléaires  
CEN-Saclay, France

Contrat Euratom (n° 047-66-7 TEGF) C.E.A. (n° 8454/r)

N° 32



## INTRODUCTION.

Au cours de ces dernières années, l'évolution des centrales nucléaires du type gaz-graphite peut être caractérisée par l'adoption d'un caisson en béton précontraint et par l'intégration des échangeurs dans le caisson. Cette évolution a permis d'envisager l'augmentation de la pression et des températures de fonctionnement du réacteur.

Afin d'éviter les pertes d'énergie et pour assurer la protection du caisson en béton précontraint constituant l'enveloppe du réacteur, l'utilisation de certains bétons peut être envisagée comme matériau d'isolation thermique.

Ces bétons calorifuges doivent répondre aux impératifs suivants :

- 1 - résister à des températures de l'ordre de  $450^{\circ}\text{C}$
- 2 - posséder une conductivité thermique inférieure à  $0,5 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$
- 3 - pouvoir être utilisés en atmosphère de gaz carbonique sous une pression de 40 bars
- 4 - posséder un module d'élasticité ainsi qu'un coefficient de dilatation aussi faibles que possible pour réduire les contraintes thermiques
- 5 - résister à des flux intégrés de l'ordre de  $10^{19} \text{ n/cm}^2$ , d' $E > 1 \text{ Mev}$
- 6 - conserver leurs propriétés physiques et mécaniques pendant au moins 20 ans.

Ces caractéristiques sont difficilement compatibles. Un béton capable de résister à une température de  $450^{\circ}\text{C}$  doit être préférentiellement lié par un ciment alumineux ; or on peut douter de l'efficacité d'un tel liant après un séjour prolongé en atmosphère de  $\text{CO}_2$  sous pression.

Un béton résistant à de fortes pressions, et surtout, à de fortes variations de pression, doit posséder de hautes caractéristiques mécaniques ; les pores sont donc un facteur défavorable. La seule porosité admissible est la porosité ouverte, de manière à éviter l'écrasement des cloisons lors d'une variation de pression. Au contraire,

un bon matériau isolant, est toujours poreux, car le coefficient de conductivité thermique de l'air est très faible ( $0,02 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ) mais il est souhaitable que les pores soient fermés et de petite dimension pour éviter les courants de convection.

Il apparaît donc difficile de mettre au point un béton calorifuge utilisable sous pression de gaz, car ces exigences sont incompatibles. On peut s'efforcer cependant de réaliser un compromis entre l'isolement thermique et la tenue mécanique.

Les matériaux constitutifs du béton calorifuge (granulats) jouent un rôle primordial, car à porosité égale, tous les corps n'ont pas les mêmes résistances mécaniques.

La présente étude a conduit à un compromis entre les diverses caractéristiques imposées au béton calorifuge dans les réacteurs nucléaires.

On peut rappeler, qu'à l'image des bétons réfractaires traditionnels, les bétons calorifuges sont constitués d'un mélange de liant chimique ou hydraulique (ciment réfractaire) et d'une série de granulats à la fois réfractaires et isolants.

Le choix du liant en milieu acide est un problème fondamental.

On peut remarquer également que la pâte liante qui sert à fixer entre eux les granulats n'est pas isolante ; On lui fait subir parfois une expansion à l'aide de poudre d'aluminium dégraissée, associée à un réactif chimique qui joue le rôle d'accélérateur (soude). Il se produit dans la masse un dégagement d'hydrogène générateur de forte porosité. Ici ce procédé n'a pas été retenu, car le gonflement du béton, voisin de 10% complique la mise en oeuvre sur chantier ; il ne peut être appliqué valablement que sur des éléments préfabriqués. Dans les conditions d'utilisation envisagées, seuls les granulats alvéolaires procurent au béton ses propriétés isolantes.

Après une série d'essais systématiques concernant huit bétons, deux d'entr'eux ont été sélectionnés pour être irradiés dans le réacteur Triton, sous température et en atmosphère de  $\text{CO}_2$  jusqu'à des flux

intégrés de l'ordre de  $10^{19}$  n/cm<sup>2</sup>. Les résultats complets obtenus sur ces deux bétons constituent l'essentiel du présent *mémoire*.

## I - CHOIX D'UN LIANT

A l'époque où la présente recherche a été entreprise, on connaissait très mal les effets d'une action simultanée et prolongée sur les bétons, de la chaleur et du gaz carbonique sous pression. C'est donc, à la suite d'un grand nombre d'essais préliminaires que les liants hydrauliques alumineux et les phosphates d'aluminium ont été retenus pour les études de mise au point d'un matériau calorifuge acceptant de sévères conditions d'emploi ( $450^{\circ}\text{C}$  - 40 bars de  $\text{CO}_2$ ). Il s'est avéré par la suite, que pour des travaux en grande masse, seuls les liants alumineux pouvaient convenir. Une étude de leur carbonatation a donc été poursuivie.

Des éprouvettes de pâtes pures, sans "eau libre" ont été placées en autoclave où la pression d'anhydride carbonique pouvait atteindre 40 bars et la température  $450^{\circ}\text{C}$ .

Le diagramme de la figure 1 montre qu'une carbonatation de courte durée à la pression atmosphérique et à la température ambiante, est superficielle et probablement auto-protectrice.

On ne trouve sur l'axe des abscisses que les points caractéristiques du phénomène de déshydratation des liants alumineux, la perte d'eau la plus importante se situant entre  $100^{\circ}\text{C}$  et  $300^{\circ}\text{C}$ . Pour les éprouvettes traitées à température plus élevée (figures 2 et 3), on observe sur les diagrammes, une disparition de toutes les transformations caractéristiques qui existaient aux températures inférieures à la température de conservation. Dans tous les cas, c'est le ciment Secar, qui présente la perte de poids la plus importante. C'est aussi le ciment qui nécessite la plus grande quantité d'eau au moment du gâchage. Pour les trois ciments, Fondu, Secar et Super Secar, les courbes de pertes de poids qui correspondent à un mode de conservation donné, ont même allure. Les points de changement de pente sur ces courbes ont les mêmes abscisses. Vers  $900^{\circ}\text{C}$ , les variations de poids des éprouvettes deviennent nulles. Il est donc extrêmement difficile, par thermogravimétrie, de faire un bilan quantitatif des phénomènes de carbonatation de courte durée. Les micro-éprouvettes de pâtes pures très compactes, qui sont utilisées pour les expériences ne présentent en aucun cas, lorsqu'elles sont chauffées jusqu'à  $1000^{\circ}\text{C}$ , le crochet de décomposition de la calcite.

.../...

Des méthodes d'observation visuelles, qui font appel à des réactifs colorants ont cependant permis de déceler de façon certaine la fixation d'anhydride carbonique par les liants alumineux. Dans les conditions expérimentales utilisées, on peut donc admettre l'hypothèse selon laquelle le gaz carbonique serait fixé par les aluminates, sous forme de complexes chimiques plus stables que la calcite.

On peut aussi remarquer que la dilatation des éprouvettes qui ont absorbé du gaz carbonique à la température ambiante, est sensiblement analogue à celle des éprouvettes qui ont été conservées dans l'air humide (figure 4).

L'importance des variations de dimension au cours d'une élévation de la température jusqu'à 1000°C est essentiellement fonction de la nature chimique du liant et probablement de son degré d'hydratation. A aucun moment des anomalies de dilatation qui pourraient être dues à la présence de CO<sub>2</sub> dans le matériau, n'apparaissent. La première contraction est provoquée par le départ de l'eau liée chimiquement, la seconde correspond au frittage des constituants déshydratés de la pâte.

Les retraits globaux enregistrés après un premier chauffage des éprouvettes à 1000°C sont plus importants que ceux qui avaient été mesurés sur des éprouvettes conservées dans l'air. Ce retrait est environ de 30 mm par mètre pour les trois ciments carbonatés.

Les éprouvettes qui ont été carbonatées sous pression et à des températures élevées, présentent des diagrammes de dilatation un peu plus simples. Ces éprouvettes commencent par se dilater jusqu'à la température de 800°C environ puis elles se rétractent aux températures plus élevées. Il s'agit là pour la première partie des courbes, d'un phénomène normal de dilatation des constituants déshydratés des pâtes qui ont été conservées pendant un mois à 450°C. Au-delà de 800°C des liaisons céramiques apparaissent dans le matériau en provoquant une densification. Dans tous les cas, les courbes obtenues au cours du refroidissement des éprouvettes, sont réversibles et coïncident avec celles que l'on obtient au cours des chauffages ultérieurs ( figures 5 et 6).

Les éprouvettes ainsi traitées, semblent donc être stabilisées, et ne présentent aucune anomalie de dilatation qui

puisse être gênante dans des applications éventuelles.

On peut donc admettre que la carbonatation des liants alumineux est lente à la pression atmosphérique et, de ce fait, difficile à mettre en évidence par les méthodes habituelles. Par contre, pour des pressions plus élevées de  $\text{CO}_2$ , l'attaque est plus rapide, et entraîne un changement de coloration uniforme des pâtes hydratées.

Aucune attaque importante des éprouvettes par l'anhydride carbonique, contenant moins de 4 ppm d'eau à la pression atmosphérique, n'a lieu avant la température de  $300^\circ\text{C}$ .

D'ailleurs, si l'on admet que le principal constituant de ces liants qui ont été hydratés vers  $50^\circ\text{C}$  est l'aluminate tricalcique hexahydraté  $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 3 \text{CaO} \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$  cubique, on peut rapprocher le mécanisme de carbonatation des liants alumineux du mécanisme de carbonatation de ce composé (figure 7). Les thermogrammes de l'aluminate tricalcique, effectués dans l'air et le  $\text{CO}_2$  à la pression atmosphérique et à la vitesse de montée en température de  $60^\circ\text{C}/\text{heure}$ , montrent que la fixation du  $\text{CO}_2$  s'amorce vers  $300^\circ\text{C}$ , alors que la première perte d'eau, qui est aussi la plus importante, s'achève à cette même température.

On résume dans le tableau I les résultats des mesures des résistances à la rupture en compression des trois ciments, Fondu Lafarge, Secar et Super Secar. Ces ciments ont été conservés pendant un mois dans différentes conditions de température et de pression. D'autre part, pour clarifier l'évolution du phénomène d'absorption de gaz carbonique par les liants, on se limite dans le tableau I aux quatre types de conservation considérés comme les plus importants pour les applications envisagées.

Pour des conservations à des températures comprises entre la température ambiante et  $450^\circ\text{C}$ , de même que pour des conservations à des pressions entre 1 bar et 40 bars d'anhydride carbonique, les résultats des essais de résistance à la rupture en compression montrent ;

a) que la dégradation des propriétés mécaniques du ciment alumineux fondu, et celles du ciment Secar, est progressive.

b) que les propriétés mécaniques du ciment Super Secar subissent une amélioration sensible, en fonction de l'élévation de la température et de la pression du gaz carbonique.

En définitive, l'étude des liants alumineux montre que le ciment Super Secar qui est le moins riche en calcium élémentaire, est aussi le ciment qui se comporte le mieux après une carbonatation en température. Mais il n'en est pas moins vrai que pour des raisons économiques évidentes, il est peut-être aussi intéressant de retenir le ciment alumineux fondu pour la réalisation d'un béton isolant.

Il faut en effet remarquer que dans tous les cas, la carbonatation se développe sans faire apparaître de contraintes mécaniques importantes qui risqueraient d'entraîner une altération grave de toutes les propriétés physiques du matériau. Par ailleurs, l'adhérence entre les nouveaux cristaux qui se sont formés dans la pâte carbonatée semble supérieure à celle qui existe entre les cristaux qui constituent le gel initial de ciment hydraté.

## II - CHOIX DES GRANULATS

Les principaux granulats calorifuges disponibles sur le marché sont les ponces, les pouzzolanes, les laitiers expansés, la vermiculite, la perlite, les argiles expansées et les oxydes globulaires.

Les argiles expansées ont été retenues en raison de leurs bonnes qualités mécaniques et de leur prix de revient peu élevé.

Le seul obstacle à priori était leur porosité fermée, qui pouvait laisser craindre une destruction lors d'une décompression rapide de gaz. Les essais effectués ont permis d'écarter ces craintes.

### 2,1 - Approvisionnement des granulats :

Les argiles expansées ont été fournies par la Compagnie Française des Agrégats légers "Leca-France" : 173, Bd.Magenta-Paris.

### 2,2 - Propriétés physiques des granulats

Ils sont livrés en trois fractions granulométriques 0,3/3, 3/10, 10/20, avec les caractéristiques suivantes :

granulométrie	Poids au litre tassé	Masse spéci- fique appa- rente	Masse spéci- fique réelle	Porosité fermée
10/20	510 g/l	0,88 g/cm <sup>3</sup>	2,60 g/cm <sup>3</sup>	66%
3/10	580	1,01	"	61%
0,3/3	950	1,32	"	40%

### 2,3 - Les produits d'addition

Afin de permettre une mise en place facile du béton, il a été nécessaire de combler la lacune granulométrique en éléments fins des argiles expansées, par un produit d'addition utilisé en petite quantité. Le but final étant d'élaborer des bétons isolants, on a retenu la vilmolithe, cendre volante non hygroscopique, qui présente les caractéristiques suivantes :



Poids au litre tassé	385 g/l.
Masse spécifique apparente	525 g/l.

Le fournisseur est la Société Travlor, 27 rue des Couvents -  
Montigny-les-Metz (Moselle).

### III - COMPOSITION DES BETONS

Les formules des bétons ont été calculées par la méthode Faury. Il a été nécessaire toutefois d'établir un nouveau tableau de coefficients, spécialement adapté aux granulats légers, pour éviter des ségrégations lors de la mise en place par vibration.

Les bétons décrits ont pour composition au m<sup>3</sup> :

#### Béton n°1 :

Argiles expansées 10/20.....	230 kg
Argiles expansées 3/10.....	280 kg
Argiles expansées 0,3/3.....	230 kg
Vilmolithe .....	100 kg
Ciment alumineux.....	350 kg
Eau.....	210 kg

#### Béton n°2 :

Argiles expansées.10/20.....	230 kg
Argiles expansées 3/10.....	280 kg
Argiles expansées 0,3/3.....	230 kg
Vilmolithe.....	100 kg
Ciment Super Secar.....	350 kg
Eau.....	155 Kg

#### IV - DESCRIPTION DES ESSAIS ET ANALYSE DES RESULTATS

Pour chacun des deux bétons, il a été procédé à trois types d'essais :

- des essais après vieillissement à la température ambiante
- des essais après vieillissement à différentes températures
- des essais en fonction de la température

##### 4,1 - Essais après vieillissement à température ambiante

Il a été procédé aux essais classiques sur éprouvettes 7 x 7 x 28 cm après conservation dans l'air, dans l'eau, et le gaz carbonique pendant 7, 14, 28, 90 et 180 jours.

Ces essais concernent les variations de masse, de dimension, de module élastique, les résistances mécaniques en compression et traction (tableau n°II).

On remarque que dans l'air et dans l'eau, les bétons isolants se comportent comme des bétons classiques. En atmosphère carbonique la diminution sensible des pertes de poids et des retraits montre qu'il y a fixation de gaz carbonique. On observe également un accroissement des résistances mécaniques.

##### 4,2 - Essais après vieillissement à différentes températures

Il a été procédé aux mêmes essais que précédemment, à 20°C sur éprouvettes 7 x 7 x 28 cm, mais après vieillissement pendant 1 mois à 250°C, puis 1 mois à 350°C, puis 2 mois à 450°C, dans l'air d'une part, et le gaz carbonique d'autre part.

Ces mêmes essais ont été effectués à 20°C après conservation de deux mois à 450°C sous une pression de 40 bars de gaz carbonique. Les résultats sont rassemblés dans le tableau n°III

On constate que la chaleur dégrade nettement les propriétés mécaniques des bétons. Les résistances sont cependant meilleures lorsque le vieillissement a lieu en atmosphère carbonique.

Sous pression, les variations de masse montrent que la fixation de gaz carbonique est importante, les résistances mécaniques sont toutefois peu différentes de celles obtenues après conservation en atmosphère carbonique à pression ambiante. Le gaz carbonique n'est pas fixé sous forme de calcite  $\text{CO}_3\text{Ca}$ , puisque les ciments utilisés, du type alumineux, ne libèrent pas de chaux lors de la prise. Une analyse thermogravimétrique a montré que le  $\text{CO}_2$  fixé s'échappait, entre 1100 et 1150°C, c'est-à-dire à une température plus élevée que les températures de décomposition de la calcite. Il y aurait donc formation d'un sel complexe ; l'amélioration des résistances mécaniques proviendrait plus de l'obstruction des pores que de la formation d'un sel rigide.

#### 4,3-Essais en fonction de la température

On a procédé, de 20 à 250°C, à la mesure du coefficient  $\lambda$  de conductivité thermique sur plaques 50 x 50 x 5 cm par la méthode de Poensgen. Avant mesure, les plaques ont été étuvées à 250°C jusqu'à poids constant. Les valeurs trouvées sont représentées sur les courbes de la figure 8.

- Les résistances en compression ont été mesurées à 20, 250, 350 et 450°C. Chaque essai a été réalisé sur six éprouvettes ; après fabrication, celles-ci avaient été conservées 90 jours à 20°C et 50% d'humidité relative, puis étuvées à 250°C. Les résultats obtenus sont représentés figure 9. Ils sont assez proches de ceux obtenus à 20°C, après vieillissement aux mêmes températures.

- On a déterminé le fluage sous charge constante de 50 bars jusqu'à 60 jours, aux températures de 250, 350 et 450°C maintenues constantes. Avant mesure, les éprouvettes sont restées 90 jours à 20°C et 50% d'humidité relative, puis ont été étuvées jusqu'à 250°C. Les courbes de fluage sont représentées figures 10 et 11.

- Les vitesses de propagation d'ondes ultrasonores, à travers les

deux bétons, ont été déterminées de 20 à 450°C. On sait que cette vitesse est en relation directe avec le module d'élasticité. Les éprouvettes ayant subi le même traitement que précédemment, on voit sur les courbes de la figure 12, que cette vitesse est liée à la teneur en eau. Il n'a pas été observé de brusques discontinuités aux changements de pente des courbes, qui correspondraient à l'apparition de fissures internes.

De 20 à 450°C également, on a mesuré en atmosphère neutre l'évolution simultanée des variations de masse et des variations de dimension.

Les essais ont été conduits sur éprouvettes  $\varnothing$  16 cm, h 32 cm, après vieillissement de 90 jours à 20°C et 50% H.R.

Les figures 13 et 14 montrent les courbes obtenues avec les bétons 1 et 2 en atmosphère d'azote.

Dans chaque cas, on réalise un palier à 80°C jusqu'à stabilisation du poids et des dimensions ; c'est en effet à cette température que se situe la zone critique d'apparition des fissures sur les bétons de ciment alumineux.

D'autres paliers sont réalisés, en fonction du matériau, chaque fois que les variations de masse ou de dimension sont trop brutales.

Il a été nécessaire d'effectuer des paliers à 80, 120 et 300°C pour le béton n°1. Après déshydratation, le retrait est de 500  $\mu$ /m et le coefficient de dilatation linéaire réversible est égal à  $6.10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

Le béton n°2 est plus sensible aux variations de température. Des paliers ont été réalisés à 80, 120, 220 et 320°C.

Après dessiccation à 450°C, le retrait s'élève à 500  $\mu$ /m et le coefficient de dilatation linéaire réversible est égal à  $5,80.10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

Enfin, on a procédé à 450°C à un essai de décompression brusque. Cet essai tente de simuler un "incident" de fonctionnement dans un réacteur. Les conditions expérimentales ont été choisies arbitrairement de la manière suivante :

- mise sous vide primaire (afin d'éliminer l'eau)
- montée en température à 15°C/heure jusqu'à 450°C
- montée en pression à raison de 5 bars/h, jusqu'à 40 bars en même temps que la montée en température.
- palier de 24 h à 450°C, sous 40 bars de CO<sub>2</sub>
- décompression brutale à 450°C, de 40 bars à l'ambiante en 15 mn.

On utilise des éprouvettes de grande dimension, car elles sont plus sensibles que les petites pour ce genre d'essai ; il s'agit de cylindre Ø 16 cm, h 32 cm.

Les bétons n°1 et 2 ont subi cette épreuve sans dommage apparent. Cependant, l'essai brésilien montre une diminution des résistances en traction, par rapport aux éprouvettes décomprimées lentement.

Un test à la phtaléine sur la coupe d'une éprouvette montre que la carbonatation est profonde, mais n'est jamais totale. Bien que ces résultats soient satisfaisants il serait nécessaire, d'entreprendre des essais de décompression sur des éprouvettes de plus grandes dimensions et d'utiliser des vitesses de décompression plus élevées pour déterminer avec certitude les conditions limites de résistance de ces bétons.

## V - IRRADIATION

### 5,1 - Généralités

Après les divers essais en laboratoire, les deux types de béton ont été soumis aux rayonnements neutroniques.

Les éprouvettes destinées aux essais d'irradiation, de dimensions 4 x 4 x 16 cm et 2,5 x 2,5 x 10 cm, ont été obtenues par découpage à la scie diamantée d'échantillons de dimensions 8 x 17 x 16 cm de manière à pouvoir conserver la même composition de béton que pour les éprouvettes 7 x 7 x 28 cm.

Les irradiations ont eu lieu dans le réacteur piscine Triton. Les éprouvettes devaient recevoir un flux intégré de  $10^{19} \text{ n/cm}^2$  d'énergie supérieure à 1 Mev et être soumises à une température de 250°C au moins, dans une atmosphère de  $\text{CO}_2$  statique.

Pour déterminer les effets de l'irradiation sur les bétons, les mesures des caractéristiques physiques et mécaniques ont été effectuées sur les éprouvettes irradiées et sur des éprouvettes témoins non irradiées conservées sous  $\text{CO}_2$ , d'une part à la température de 20°C et d'autre part, à la température des éprouvettes irradiées.

### 5,2 - Dispositif d'irradiation

Un dispositif d'irradiation, adapté aux emplacements de la pile Triton a été réalisé grâce à la collaboration de M. G. GILBERT de la Section Physique et Expérimentation, Il a été conçu sans chauffage auxiliaire ni régulation, les températures désirées étant obtenues par le chauffage nucléaire seul. La figure 15 montre le dispositif utilisé pour l'irradiation de ces bétons.

La partie du dispositif située en pile comprend notamment, un pied support et une "chaussette" en AG3 adaptés à l'emplacement d'irradiation.

- la chaussette renferme deux conteneurs étanches en tôle mince d'acier

inox pliée, reliés chacun à la surface de la piscine par deux tubes pénétrant l'un par le fond supérieur, l'autre par le fond inférieur, qui assurent ainsi la liaison avec l'extérieur. Ils permettent en particulier, d'irradier les échantillons en atmosphère contrôlée en assurant un balayage préalable des gaz du conteneur. Les tubes pénétrant par le fond supérieur permettent également le passage des thermocouples qui indiquent les températures d'irradiation. La figure n°16 montre un conteneur d'irradiation.

- un des conteneurs renferme une série de trois échantillons 4 x 4 x 16 cm (possédant des plots en titane aux extrémités de leur axe longitudinal, pour la mesure des variations dimensionnelles) séparés par trois cales 4 x 4 x 4 cm confectionnées avec le même béton et qui portent les thermocouples.

- l'autre conteneur renferme deux séries d'échantillons composées chacune de quatre échantillons 2,5 x 2,5 x 10 cm et de trois cales 2,5 x 2,5 x 2,5 cm confectionnées avec le même béton et qui portent les thermocouples. Chaque thermocouple noyé dans le béton au moment de sa fabrication a sa soudure au centre de chaque cale.

- les intégrateurs (cuivre sous carbure de bore) qui permettent de déterminer les doses de rayonnements reçues par les échantillons, sont placés dans des plaquettes en aluminium de même section que les échantillons et d'épaisseur 1 cm. Ces plaquettes s'intercalent entre les échantillons dans chaque série (voir figure n°17).

- chaque série d'échantillons est enveloppée dans une feuille d'aluminium de 12/100 mm d'épaisseur, en une seule épaisseur, et une lame en alliage  $AG_3$  de 1 mm d'épaisseur est glissée dans le conteneur en même temps que les échantillons, sur la face opposée à la face principale de refroidissement. Ce mode de conditionnement a été mis au point après différentes expériences ; le but recherché étant :

- un gradient longitudinal et axial le plus faible possible dans chaque échantillon,
  - des températures d'échantillons les plus semblables possible, quelle que soit la taille de l'échantillon et sa place dans le dispositif d'irradiation.



### 5,3 - Conduite des essais

Après leur fabrication, toutes les éprouvettes ont été conservées un mois dans l'air à 20°C et 60% d'H.R puis elles ont été étuvées en pratiquant des paliers de température jusqu'à la température de 450°C. Cet étuvage provoque le départ de l'eau des échantillons et on minimise ainsi les effets néfastes de la brusque montée en température du béton qui a lieu au début de l'irradiation. L'étuvage a duré 10 jours. Les échantillons ont été mesurés avant et après étuvage. Ce sont ces mesures effectuées après étuvage, qui servent de référence pour les mesures effectuées par la suite sur les éprouvettes irradiées et sur les éprouvettes témoins.

A/ - Après étuvage, les échantillons destinés à l'irradiation ont été introduits dans les conteneurs. L'étanchéité du conteneur a été contrôlée et l'ensemble du dispositif a été mis en irradiation. L'atmosphère de remplissage étant du CO<sub>2</sub> à la pression relative de 1 bar (à cause de la pression de l'eau de la piscine, cela correspond en fait à une pression de 2 bars par rapport à la pression atmosphérique) pour tempérer le choc thermique sur les échantillons, la première montée en puissance du réacteur a été faite par paliers de 0,5, 2, 3, 4, 5 et 6 MW, le régime de fonctionnement étant de 6 MW.

Après irradiation, le dispositif est resté pendant 10 jours en désactivation dans la piscine du réacteur. La partie basse a été ensuite transférée en cellule active pour être démantelée et on a procédé à la récupération des échantillons et des intégrateurs.

Les échantillons ont ensuite été transférés par chateau de plomb à Saclay dans la cellule Prométhée-Pyrrha des laboratoires Haute activité où ils ont été mesurés après un étuvage de quelques jours à 120°C, pour éliminer l'eau libre éventuellement réabsorbée lors des divers manutentions et stockages. Les intégrateurs après avoir été mis individuellement dans de petits chateaux de plomb ont ensuite été transférés à Saclay. Les mesures ont permis de déterminer les doses de rayonnements reçues par les échantillons.

B/ - Après étuvage, une partie des échantillons témoins a été conservée à 20°C sous CO<sub>2</sub> à la même pression que les échantillons irradiés et pendant le même temps, dans des conteneurs analogues à ceux qui ont servi pour les échantillons irradiés. Ensuite, les échantillons ont été mesurés en laboratoire.

C/ - Après étuvage, l'autre partie des échantillons témoins a été conservée sous CO<sub>2</sub> à la même pression et à la même température que la température moyenne subie par les échantillons irradiés et pendant le même temps. Ensuite, les échantillons ont été mesurés.

Les mesures sur les éprouvettes irradiées et témoins ont été réalisées simultanément au laboratoire et dans la cellule Prométhée-Pyrrha (Laboratoires de Hautes Activités CEN/Saclay), au moyen d'appareils de mêmes caractéristiques. La figure 18 montre les appareils de mesure installés dans la cellule Prométhée-Pyrrha. Ces mesures conduisent à la détermination des variations de masse, de dimensions, du module d'élasticité dynamique (par l'intermédiaire de la vitesse de propagation d'une onde ultra-sonore le long de l'axe longitudinal de l'éprouvette) et des résistances mécaniques en flexion et compression.

#### 5,4 - Résultats d'irradiation - Interprétation

Les conteneurs renfermant les échantillons de béton n°1 et n°2 ont été irradiés dans le réacteur piscine Triton pendant 1 mois, (1 cycle) dans deux emplacements de flux instantanés semblables. La figure n°17 montre pour chaque type de béton, la disposition des éprouvettes, des thermocouples et des intégrateurs dans le conteneur d'irradiation.

A l'aide des températures données par les thermocouples on a estimé les températures moyennes subies par les échantillons ainsi que le gradient longitudinal ( $\Delta \theta$ ) pour chaque échantillon. Les fluctuations de température au cours du cycle sont de  $\pm 15^\circ\text{C}$  et de  $\pm 10^\circ\text{C}$  respectivement pour les bétons n°1 et n°2.

Les résultats des mesures effectuées sur les intégrateurs ont permis d'évaluer les doses d'irradiation reçues par les échantillons.

Les températures et les doses d'irradiation pour chaque échantillon sont données dans les tableaux n°IV et V.

La température à laquelle ont été soumis les échantillons témoins pendant le cycle thermique sous  $\text{CO}_2$  a été choisie en fonction de ces températures, soit  $230^\circ\text{C}$ .

Les figures 19 et 20 montrent les échantillons de béton n°1 et n°2 après irradiation.

Les résultats des mesures effectuées sur les échantillons irradiés, les témoins thermiques et les témoins ambiants, sont donnés dans les tableaux n°VI, VII, VIII, IX.

Variations de poids (le poids P est donné en grammes, les variations de poids  $\Delta P_p$  en %). On constate une augmentation de poids des échantillons conservés sous  $\text{CO}_2$ , qui est vraisemblablement due à une carbonatation du béton. Cette augmentation de poids assez faible (environ 0,5%), qui est du même ordre de grandeur pour les échantillons témoins non irradiés, quelle que soit la température est en revanche plus importante pour les échantillons irradiés : 0,8% environ pour les échantillons  $4 \times 4 \times 16$  cm et 1,5 % pour les échantillons  $2,5 \times 2,5 \times 10$  cm. Il est à remarquer que les augmentations de poids les plus importantes sont celles des éprouvettes qui ont reçu le flux de rayonnement le plus élevé.

Variations dimensionnelles (retrait R ou gonflement G en microns par mètre). On observe un léger gonflement des échantillons témoins :  $50\mu/\text{m}$  pour ceux conservés sous  $\text{CO}_2$  à  $20^\circ\text{C}$  et  $120\mu/\text{m}$  pour ceux conservés sous  $\text{CO}_2$  à  $230^\circ\text{C}$  ; tandis que l'on note un retrait important des échantillons après l'irradiation ( $1000\mu/\text{m}$  pour le béton n°1 et  $1500\mu/\text{m}$  pour le béton n°2).

Le retrait de ce béton sous irradiation demanderait d'autres études. En effet, après les irradiations effectuées précédemment on constatait toujours un gonflement important du béton sous l'effet des rayonnements. Mais ces expériences d'irradiation avaient été effectuées en atmosphère neutre (azote ou hélium) et sur des bétons composés de granulats naturels compacts ou à porosité ouverte. Tandis que dans le

cas présent il s'agit de types de béton à granulats particuliers: argiles expansées, à porosité fermée. Le liant était un ciment alumineux dans tous les cas.

Modules d'élasticité dynamique (Modules d'Young) E est donné en bars la vitesse de propagation de l'onde est donnée en mètre/seconde. Eprouvettes 4 x 4 x 16 cm.

Les modules d'Young sont du même ordre de grandeur pour pour les trois traitements sous CO<sub>2</sub> auxquels ont été soumis les échantillons (55 000 bars pour le béton n°1, 80 000 bars pour le béton n°2).

Eprouvettes 2,5 x 2,5 x 10 cm (les plus irradiées)

Les modules d'Young des échantillons témoins sont du même ordre de grandeur ( 70 000 bars pour le béton n°1, 85 000 bars pour le béton n°2). Mais le module d'Young des éprouvettes irradiées est plus élevé (90 000 bars pour le béton n°1, 104 000 bars pour le béton n°2).

Résistances à la flexion (contrainte de rupture) Rf est donnée en bars.

Les résistances à la flexion ne sont pas affectées par l'irradiation sous CO<sub>2</sub> et à 230°C. Les valeurs sont du même ordre de grandeur pour les éprouvettes irradiées et les témoins (20 bars pour le béton n°1 et 40 à 50 bars pour le béton n°2).

Résistances à la compression (contrainte de rupture) Rc est donnée en bars.

Les résistances à la compression ne sont pas affectées par l'irradiation sous CO<sub>2</sub> et à 230°C. En effet, les valeurs des résistances à la compression des échantillons irradiés sont soit égales ou supérieures à celles des échantillons témoins (environ 150 bars pour le béton n°1 et 230 bars pour les témoins).

On peut estimer que dans les conditions de l'expérience, c'est-à-dire, une irradiation dans un flux intégré de  $10^{19}$  n/cm<sup>2</sup> d'énergie supérieure à 1 Mev, à la température de 150 à 280°C, et dans une atmosphère de gaz carbonique, les deux types de béton n°1 et n°2 ont un comportement satisfaisant. Toutefois, cette expérience

comparée aux expériences précédentes a mis en évidence deux phénomènes importants :

a) - Il semble que l'irradiation favorise l'augmentation de poids des échantillons ; cet accroissement du poids est dû pour une part à la carbonatation du béton en présence de gaz carbonique, et pour l'autre part à l'irradiation elle-même. Ce phénomène a été remarqué pour d'autres irradiations en atmosphère neutre. Dans le cas présent, on constate que les échantillons qui ont reçu le flux de rayonnement le plus élevé sont ceux pour lesquels on note l'accroissement de poids le plus important.

b) - C'est la première fois qu'à la suite d'une irradiation de béton nous observons un phénomène de retrait du béton. Lors des irradiations précédemment effectuées on constatait, au contraire, un gonflement du béton après l'irradiation. Il semble que ce retrait provienne de l'action des rayonnements neutroniques sur les granulats d'argiles expansées et de vilmolithe en présence de  $\text{CO}_2$ . Cependant d'autres expériences seraient nécessaires pour vérifier ce phénomène de retrait et en déterminer les causes de façon certaine.

## VI - CONCLUSION

Ce contrat confié par EURATOM au Commissariat à l'Energie Atomique avait pour but la mise au point de deux bétons calorifuges, utilisables sous pression de gaz carbonique dans les réacteurs de puissance. On peut estimer que les bétons soumis aux conditions expérimentales décrites ont eu un comportement satisfaisant et apportent une solution de compromis très acceptable en raison de la contradiction technique des qualités recherchées.

Le béton n°1 à base de ciment alumineux fondu peut être utilisé jusqu'à 350°C. Il est d'un bas prix de revient et sa résistance à la rupture par compression est toujours supérieure à 100 bars, son coefficient de conductivité thermique est inférieur à 0,35 W/m/°C. Il est possible d'envisager son utilisation dans les réacteurs de puissance du type graphite-gaz classique.

Le second béton utilisable jusqu'à 450°C, grâce aux propriétés du ciment Super Secar, présente des caractéristiques mécaniques excellentes et conserve de bonnes propriétés sous flux neutronique, mais il est moins satisfaisant que le béton n°1 comme isolant thermique. Malgré son prix de revient plus élevé que celui du béton précédent, il présente un réel intérêt pour certaines applications dans des réacteurs fonctionnant à haute température.

TABEAU I - RESISTANCES A LA RUPTURE EN COMPRESSION DES PATES NORMALES DES CEMENTS ALUMINEUX -

Mode de conservation	Air 20°C 50 % H.R.	CO <sub>2</sub> pur 20°C pression I bar	CO <sub>2</sub> pur 450°C pression I bar	CO <sub>2</sub> pur 450°C pression 40 bars
Ciment alumineux	890	820	340	200
	900	890	400	300
	900	910	410	300
Ciment Secar	300	600	220	150
	310	630	220	200
	390	630	300	210
Ciment Super Secar	300	80	290	380
	400	210	380	420
	420	220	400	430

Nota : Les résultats sont donnés en bars, pour des temps de conservation de I mois dans les différents milieux indiqués.

TABEAU 2 - CARACTERISTIQUES DES BETONS N° 1 ET 2 CONSERVES A 20°C DANS DIFFERENTS MILIEUX, EN FONCTION DU TEMPS -

Mode de conservation	Echéance en jours	Variation de masse en kg/m <sup>3</sup>		Variation de dimensions (μ / m)		Résistance à la compression en bars		Résistance à la traction en bars		Module élastique en bars	
		N° 1	N° 2	N° 1	N° 2	N° 1	N° 2	N° 1	N° 2	N° 1	N° 2
à 20°C dans l'air	7	- 27	- 30	- 45	- 20	208	181	19	33,5	143158	156135
	14	- 41	- 41	- 90	- 30	196	193	22,5	36	143467	152682
	28	- 49	- 71	- 125	- 70	210	205	26	31	142964	141363
	90	- 58	- 80	- 180	- 150	216	180	27	33	140640	139609
	180	- 60	- 95	- 230	- 200	209	186	27	33,5	140848	172347
à 20°C dans l'eau	7	+ 32	+ 46	- 70	- 50	216	195	38	36,5	133352	131678
	14	+ 49	+ 67	- 20	- 30	182	138	36,5	38	138470	133885
	28	+ 77	+ 77,5	+ 20	- 20	194	217	33	34,5	141272	143482
	90	+ 90	+ 102	+ 20	+ 10	203	121	39	36	145210	139045
	180	+ 101	+ 127	+ 20	0	206	161	33	36	139096	129041
à 20°C dans le CO <sub>2</sub>	7	- 12	- 9	- 40	0	186	204	21	33	158030	157347
	14	- 20	- 16	- 40	0	196	236	20	29	156995	146417
	28	- 46	- 38	- 40	- 40	204	255	25,5	29	159378	154039
	90	- 54	- 69	- 260	- 160	230	287	24	26	161654	154408
	180	- 60	- 48	- 350	- 240	234	262	28	36	164841	161245



TABEAU 3 - CARACTERISTIQUES DES BETONS I ET 2 CONSERVES EN TEMPERATURE, DANS DIFFERENTS MILIEUX -

Milieu de conservation	Echéance	Variation de masse en kg/m <sup>3</sup>		Résistance en compression en bars		Résistance en traction en bars		Module d'élasticité en bars	
		N° I	N° 2	N° I	N° 2	N° I	N° 2	N° I	N° 2
AIR	250°C 1 mois	- 137	- 125	127	190	11	15,5	56832	94888
	+ 350°C 1 mois	- 184	- 144	114	148	13	20	56393	88273
	+ 450°C 1 mois	- 210	- 155	101	129,5	13,5	17,5	52430	89003
CO <sub>2</sub>	250°C 1 mois	- 137	- 83	140	201	15	26	57848	121395
	+ 350°C 1 mois	- 173	- 115	124,5	158,5	15	23	56021	98742
	+ 450°C 1 mois	- 190	- 127	108	132	16	25,75	55051	108568
CO <sub>2</sub> 40 bars	450°C 2 mois	- 50	- 70	109	123,5	16	27	163364	254928

**TABEAU 4 - TEMPERATURE ET DOSES D'IRRADIATION DU BETON N° 1**

ECHANTILLONS 4 x 4 x 16 cm	N°	Température moyenne °C	Gradient de tempé- rature longitudinal °C	Flux intégré n/cm <sup>2</sup> d'E > Mev estimé
	1	230	50	5.10 <sup>18</sup>
	2	280	50	8,3.10 <sup>18</sup>
	3	230	122	7,5.10 <sup>18</sup>
ECHANTILLONS 2,5 x 2,5 x 10 cm	1	202	39	10 <sup>19</sup>
	2	199	35	0,95.10 <sup>19</sup>
	3	240	39	1,35.10 <sup>19</sup>
	4	234	34	1,30.10 <sup>19</sup>
	5	260	11	1,50.10 <sup>19</sup>
	6	254	4	1,50.10 <sup>19</sup>
	7	250	12	1,30.10 <sup>19</sup>
	8	250	5	1,30.10 <sup>19</sup>

**TABEAU 5 - TEMPERATURES ET DOSES D'IRRADIATION DU BETON N° 2**

ECHANTILLONS 4 x 4 x 16 cm	N°	Température moyenne °C	Gradient de tempé- rature longitudinal °C	Flux intégré estimé n/cm <sup>2</sup> d'E > 1 Mev
	1	170	50	5.10 <sup>18</sup>
	2	230	50	8.10 <sup>18</sup>
	3	210	63	7,1.10 <sup>18</sup>
ECHANTILLONS 2,5 x 2,5 x 10 cm	1	192	40	10 <sup>19</sup>
	2	178	43	10 <sup>19</sup>
	3	232	40	1,35.10 <sup>19</sup>
	4	224	43	1,35.10 <sup>19</sup>
	5	249	27	1,50.10 <sup>19</sup>
	6	239	27	1,50.10 <sup>19</sup>
	7	222	27	1,30.10 <sup>19</sup>
	8	214	27	1,30.10 <sup>19</sup>

PROPRIETES PHYSIQUES ET MECANQUES															
Béton : n° 2				230° C				Eprouvettes : 4 x 4 x 16 cm							
N°	Mesure initiale			Mesure après étuvage				Traitement subi par l'éprouvette	Mesure après traitement						
	P	V		P	ΔP	R	V		P	ΔP	R	G	V	Rf	Rc
1	294,5	3330	Etuvage jusqu'à 450°C Atmosphère : air	268,5	-9,7	600	2800	Irradiation Atmosphère : CO <sub>2</sub>	270,5	+0,7	1460		3020	46	250
2	300	3330		268,5	-10,5	600	2760		271	+0,9	1580		3020	39	210
3	289	3330		267	-7,6	540	2910		269	+0,7	1460		3075	44	230
Moy.	294,5	3330		268	-9,2	580	2820		270	+0,8	1500		3040	43	230
E		95000					76000					88000			
4	296	3330		267	-9,7	600	2800	Cycles thermiques Atmosphère : CO <sub>2</sub>	269	+0,7		140	2800	35	195
5	299,5	3330		270	-9,8	600	2800		272	+0,7		140	2910	43	230
6	297	3330		268	-9,7	660	2800		269	+0,4		100	2800	40	225
Moy.	297,5	3330		268,3	-9,7	620	2800		270	+0,6		125	2860	39	215
E		95000					74000						82000		
7	290,5	3330		269	-7,4	680	2860	Conservation à 20°C Atmosphère : CO <sub>2</sub>	270	+0,4		80	2800	46	250
8	289,5	3330		267,5	-7,5	600	2860		269	+0,6		0	2800	35	250
9	302	3330		273,5	-9,4	700	2860		275	+0,5		60	2800	46	190
Moy.	294	3330		270	-8,1	646	2860		273,3	+0,5		45	2800	42	230
E		95000					77000						76000		

Tableau n° 6

PROPRIETES PHYSIQUES ET MECANQUES												
BETON : BETON n° 2 230° C						Eprouvettes : 25 x 25 x 10 cm.						
N°	Mesure initiale			Mesure après étuvage			Traitement subi par l'éprouvette	Mesure après traitement				
	P	V		P	ΔP	V		P	ΔP	V	Rf	Rc
1	71	3570	Atmosphère : air	66	-7	3125	Irradiation Atmosphère : CO <sub>2</sub>	66,5	+0,7	3225	45,5	270
2	70	3570		65,5	-6,4	3125		66,5	+1,5	3225	41	255
3	70	3570		65	-7,1	3125		66	+1,5	3225	41,5	230
4	70	3570		65,5	-6,4	3125		66,5	+1,5	3225	47,5	250
5	71	3570		67	-5,6	3125		68	+1,5	3225	45,5	295
6	70	3570		66	-5,7	3125		67	+1,5	3225	54,5	240
7	69	3570		64,5	-6,5	3125		65,5	+1,5	3225	48,4	270
8	70	3570		65,5	-6,4	3125		66,5	+1,5	3225	57	230
Moy.	70	3570		65,5		3125		66,5	+1,5	3225	48	255
E		106 000				96 000				104 000		
11	70	3570	Etuvage jusqu'à 450°	65	-7,1	3125	Cycles thermiques Atmosphère : CO <sub>2</sub>	65	0	2940	50,5	160
12	71	3570		66,5	-6,3	3125		67	+0,7	2940	50,5	160
13	71	3570		66	-7	3125		66	0	2940	44,5	190
14	69	3570		66,5	-3,6	3125		67	+0,7	2940	49	190
15	70	3570		65	-7,1	3125		66	+1,5	2940	49	210
16	71	3570		65	-8,4	3125		65	0	2940	47	190
17	71	3570		67	-5,6	3125		67	0	2940	47	160
18	71	3570		65,5	-9,1	3125		66	+0,7	2940	50,5	210
Moy.	70,5	3570		65,8	-6,6	3125		66,1	+0,5	2940	48,5	185
E		106 000				96 000				86 000		
21	70	3570		65,5	-6,4	3125	Conservation à 20 °C Atmosphère : CO <sub>2</sub>	66	+0,7	2940	47	160
22	69	3570		65,5	-5	3125		66	+0,7	2940	52,5	225
23	70	3570		64	-3,6	3125		64	0	2940	47	160
24	71	3570		65	-8,4	3125		66	+1,5	2940	49	210
25	70	3570		64,5	-7,8	3125		65	+0,7	2940	55	160
26	70	3570		65,5	-6,4	3125		66	+0,7	2940	47	160
27	70	3570		66	-5,7	3125		66	0	2940	51	210
28	69	3570		65	-5,8	3125		65	0	2940	52,5	190
Moy.	70	3570		65	-7,1	3125		65,5	+0,6	2940	50	185
E		106 000				95 000				85 000		

Tableau n° 7

Laboratoire des Etudes  
des Bétons et des Matériaux

PROPRIETES PHYSIQUES ET MECANQUES															
Béton : BETON N° I 230° C							Eprouvettes : 4 x 4 x 16 cm								
N°	Mesure initiale			Mesure après étuvage				Traitement subi par l'éprouvette	Mesure après traitement						
	P	V		P	ΔP	R	V		P	ΔP	R	G	V	Rf	Rc
1	306	3330	Etuvage jusqu'à 450°C Atmosphère : air	280	+ 8,4	500	2350	Irradiation Atmosphère : CO <sub>2</sub>	283,5	+1,3	1100		2350	24	180
2	304,5	3330		279,5	+ 8,5	500	2425		283	+ 1,3	1080		2320	18	160
3	304	3265		279	+ 8,1	480	2350		282,5	+ 1,3	980		2390	16	180
Moy.	305	3300		279,5	+ 8,4	500	2375		283	+ 1,3	1050		2350	19	175
E		96 000					55000					55000			
4	296	3265		274	+ 7,4	400	2425	Cycles thermiques Atmosphère : CO <sub>2</sub>	276	+ 0,7		140	2390	22	190
5	295	3265		272	+ 7,7	420	2390		274	+ 0,7		120	2390	20	190
6	296	3200		274	+ 7,4	420	2390		276	+ 0,7		120	2390	18	140
Moy.	295,5	3240		273,5	+ 7,5	410	2400		275,5	+ 0,7		125	2390	20	175
E		90 000					56 000						58 000		
7	295	3265	Conservation à 20°C Atmosphère : CO <sub>2</sub>	272,5	+ 7,6	420	2425		275	+ 0,9		30	2390	20	150
8	294	3330		272	+ 7,4	480	2390		274	+ 0,7		60	2350	22	155
9	298,5	3265		277	+ 7,2	420	2425		279	+ 0,7		60	2390	20	145
Moy.	296	3280		274	+ 7,4	440	2410		276	+ 0,75		50	2375	20,5	150
E		93 000					56 000						55 000		

Tableau n° 8

PROPRIETES PHYSIQUES ET MECANQUES											
BETON : n° I			230°C			Eprouvettes : 2,5 x 2,5 x 10 cm.					
N°	Mesure initiale		Mesure après étuvage			Traitement subi par l'éprouvette	Mesure après traitement				
	P	V	P	ΔP	V		P	ΔP	V	Rf	Rc
1	67	3330	63	-5,9	2700	Irradiation Atmosphère: CO <sub>2</sub>	63,5	+0,8	2940	23,5	170
2	68	3330	63	-7,3	2700		64,5	+2,3	3030	25	190
3	69	3330	64	-7,2	2700		65,5	+2,3	3030	24	160
4	68	3330	63,5	-6,6	2700		64,5	+1,5	3030	22	160
5	68	3330	63,5	-6,6	2700		64,5	+1,5	3125	27,5	175
6	67	3330	63	-5,9	2700		63,5	+0,8	2940	31	210
7	67	3330	62,5	-6,7	2700		63,5	+1,5	3030	27	190
8	69	3330	64	-7,2	2700		65	+1,5	2940	25,5	145
Moy.	67,8	3330	63,3	-6,6	2700	Cycles thermiques Atmosphère: CO <sub>2</sub>	64,3	+1,5	3030	25,5	175
E		90000			69000				89000		
11	68	3330	64	-5,8	2700		64	0	2700	22	130
12	68	3330	64	-5,8	2700		64	0	2700	25,5	175
13	67	3330	62,5	-6,7	2700		63	+0,8	2700	28	175
14	68	3330	63,5	-6,6	2700		64	+0,7	2700	23,5	145
15	68	3330	63	-7,3	2700		63	0	2700	27	145
16	68	3330	64	-5,8	2700		64	0	2700	27	160
17	68	3330	63	-5,8	2700		63	0	2700	31	130
18	67	3330	63	-5,9	2700		63	0	2700	27	145
Moy.	67,8	3330	63,5	-6,2	2700	Conservation à 20 °C Atmosphère: CO <sub>2</sub>	63,5	+0,2	2700	26,5	150
E		90000			69000				70000		
21	66	3330	62	-6,0	2700		62	0	2700	30	130
22	67	3330	62,5	-6,7	2700		63	+0,8	2700	27	145
23	68	3330	63,5	-6,6	2700		64	+0,7	2700	27	105
24	68	3330	63	-7,3	2700		63	0	2700	24	135
25	66	3330	61,5	-6,8	2700		61,5	0	2700	30	175
26	68	3330	64	-5,8	2700		65	+1,5	2700	32	175
27	68	3330	64	-5,8	2700		64	0	2700	27	145
28	69	3330	63	-7,2	2700		63	0	2700	28	135
Moy.	67,5	3330	63	-6,5	2700		63 1	+0,4	2700	28	145
E		90000			69000				69000		

Tableau n° 9

Laboratoire des Etudes  
des Bétons et des Matériaux

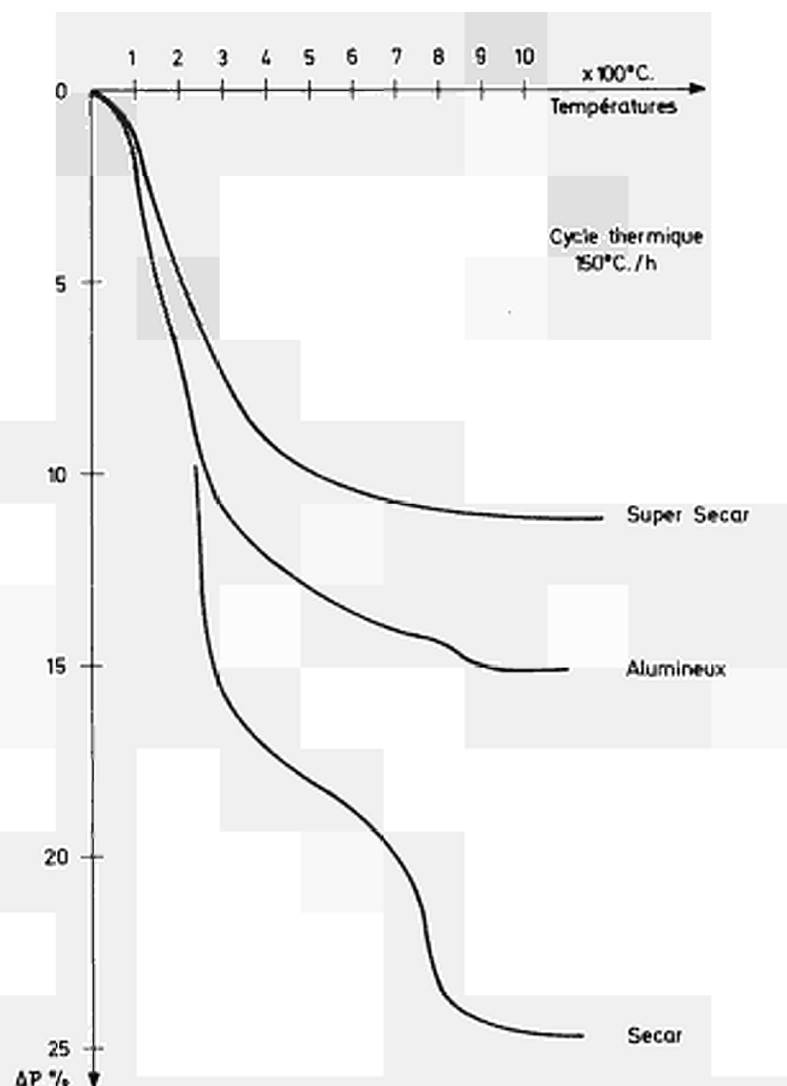


FIG. 1. Variations de masse des ciments alumineux conservés dans les conditions normales de température et de pression, en atmosphère d'anhydride carbonique

Laboratoire des études des bétons  
et des matériaux

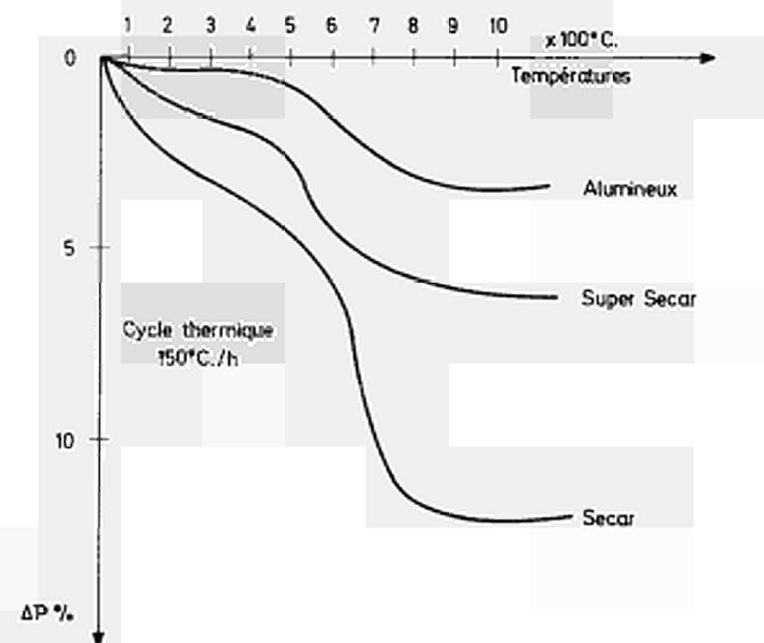


FIG. 2. Variations de masse des ciments alumineux, conservés pendant 1 mois à  $450^\circ\text{C}$ . en atmosphère d'anhydride carbonique

Laboratoire des études des bétons  
et des matériaux

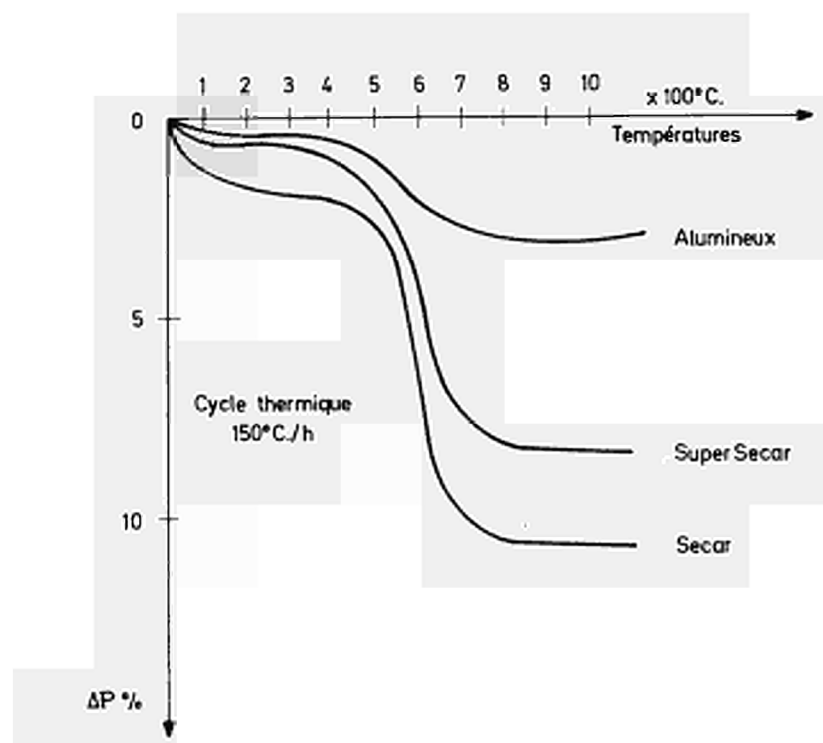


FIG. 3. Variations de masse des ciments alumineux, conservés pendant 1 mois à  $450^\circ C$ , sous 40 bars d'anhydride carbonique

Laboratoire des études des bétons  
et des matériaux

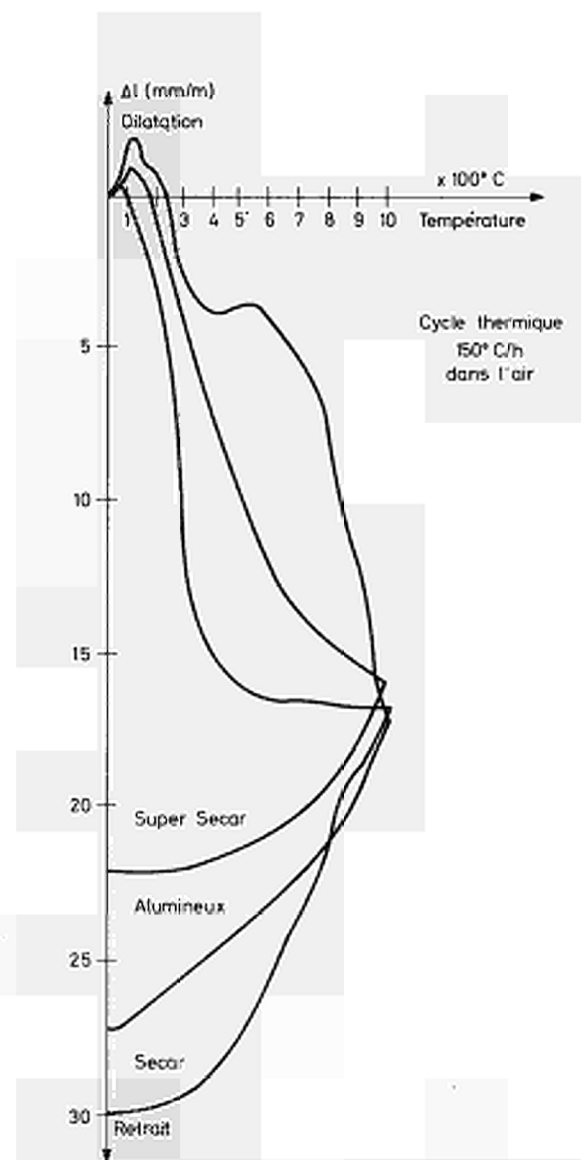


Fig. 4. Dilatation des ciments alumineux conservés dans les conditions normales de température et de pression en atmosphère d'anhydride carbonique

Laboratoire des études des bétons  
et des matériaux



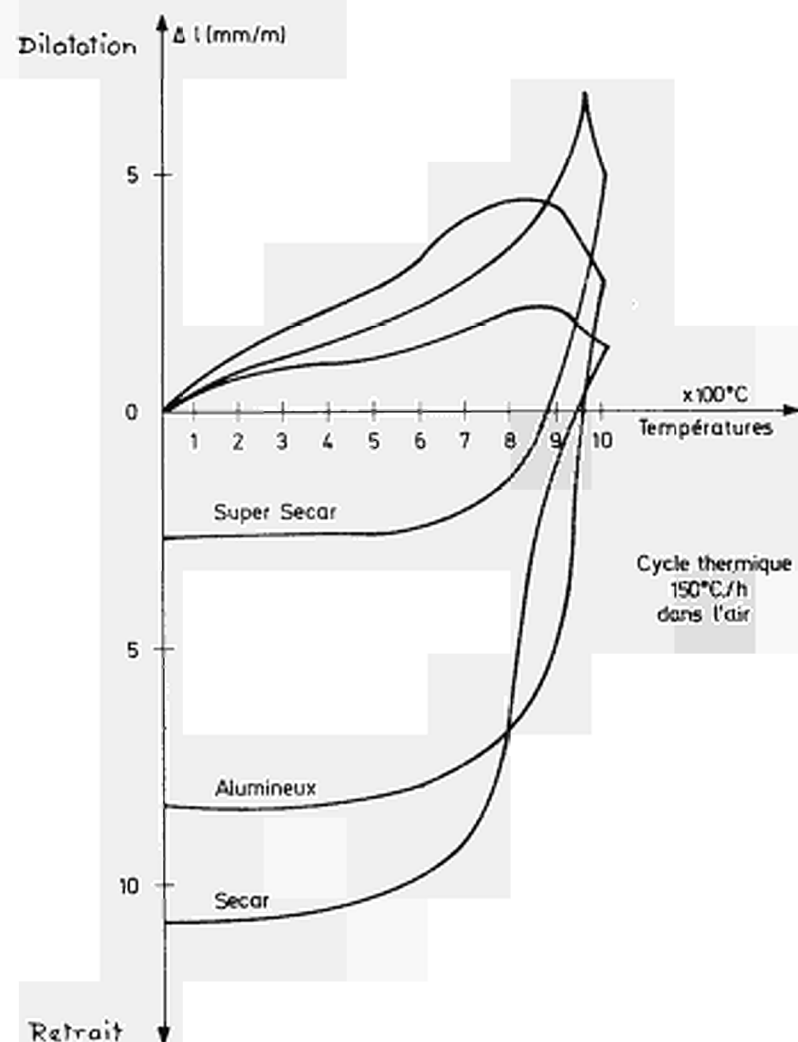


FIG.5. Dilatation des ciments alumineux conservés pendant un mois, à  $450^\circ\text{C}$ . en atmosphère d'anhydride carbonique

Laboratoire des études des bétons  
et des matériaux

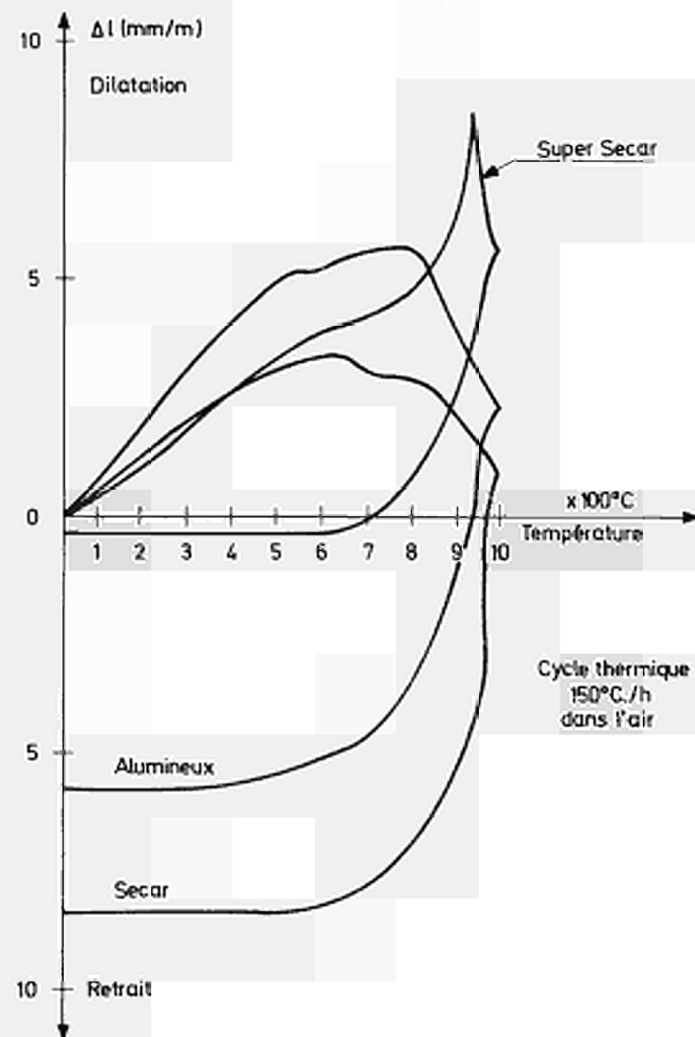


FIG.6. Dilatation des ciments alumineux, conservés pendant un mois à  $450^\circ\text{C}$  sous 40bars d'anhydride carbonique.

Laboratoire des études des bétons  
et des matériaux

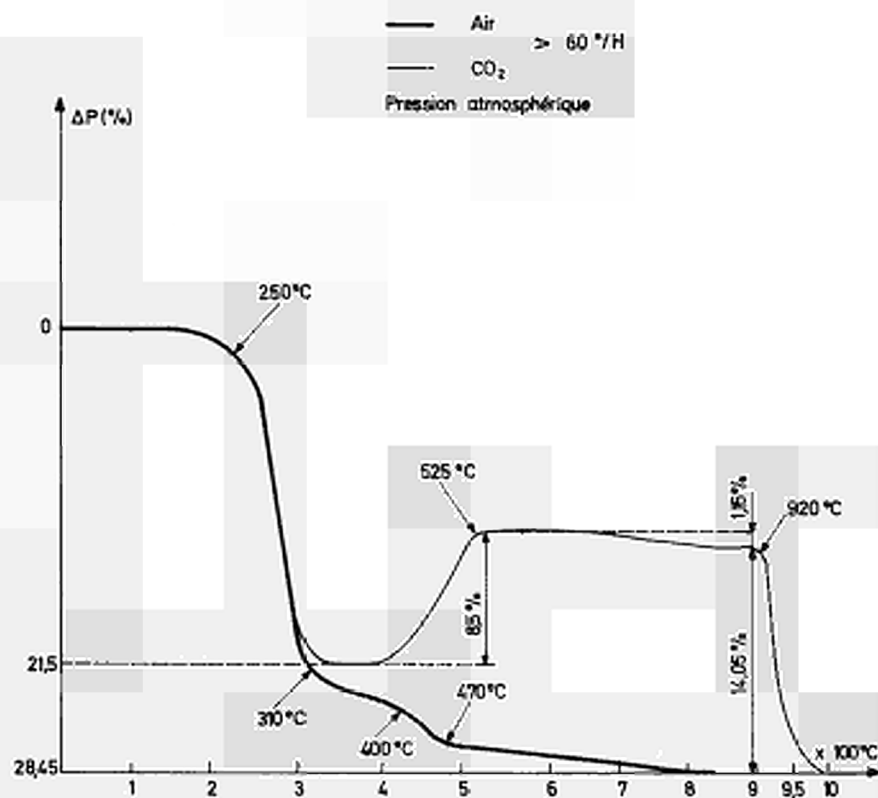


Fig. 7. — Thermogramme de l'aluminat tricalcique hexahydraté cubique

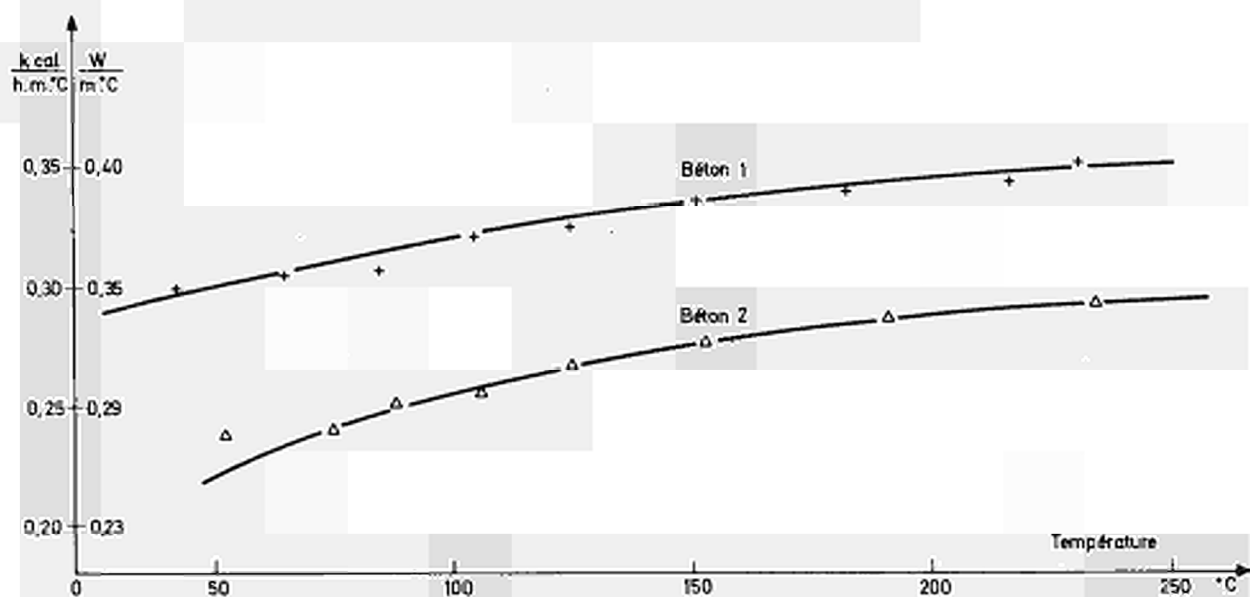


Fig. 8. — Evolution du coefficient de conductivité thermique  $\lambda$  en fonction de la température

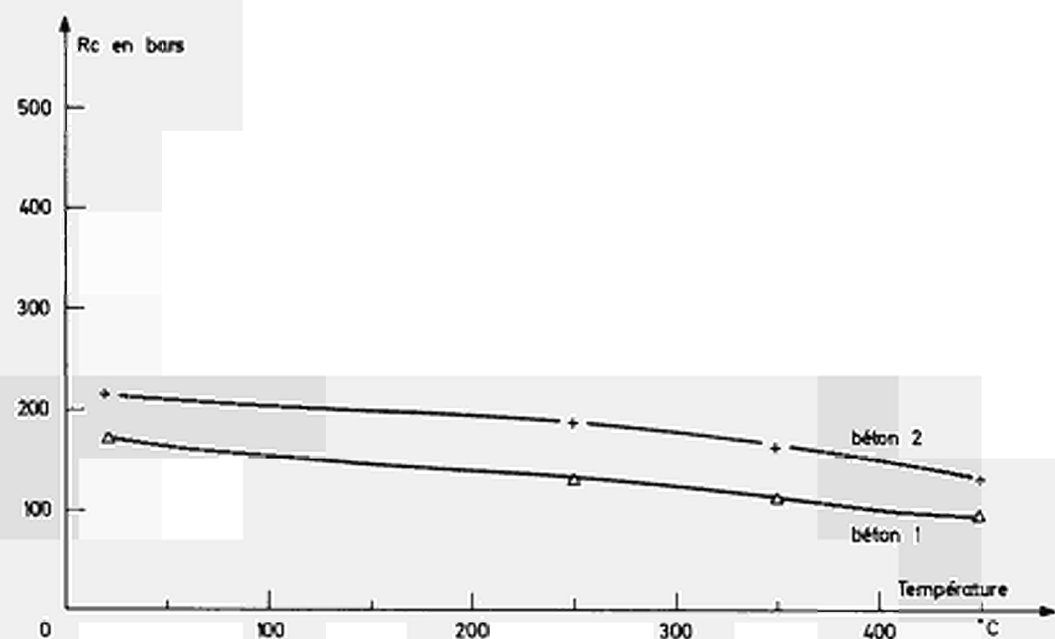


Fig.9 - Evolution des résistances en compression des bétons 1 et 2, en fonction de la température.

Laboratoire des Etudes  
des Bétons et des Matériaux

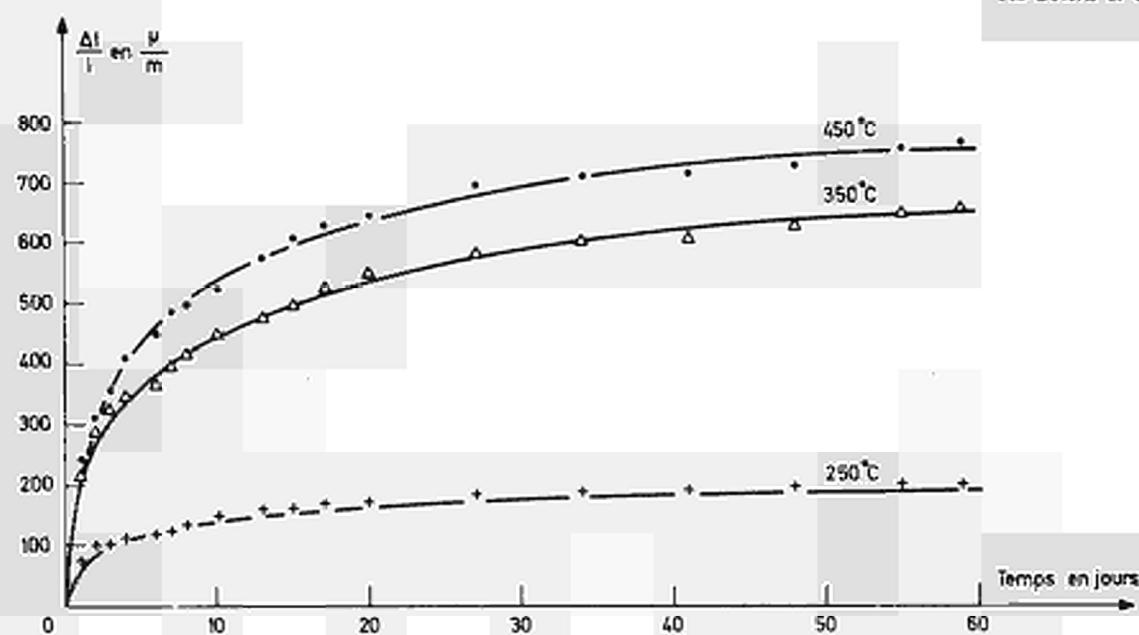


Fig.10.- Mesure du fluage du béton 1, sous 50 bars, en fonction de la température.

Laboratoire des Etudes  
des Bétons et des Matériaux

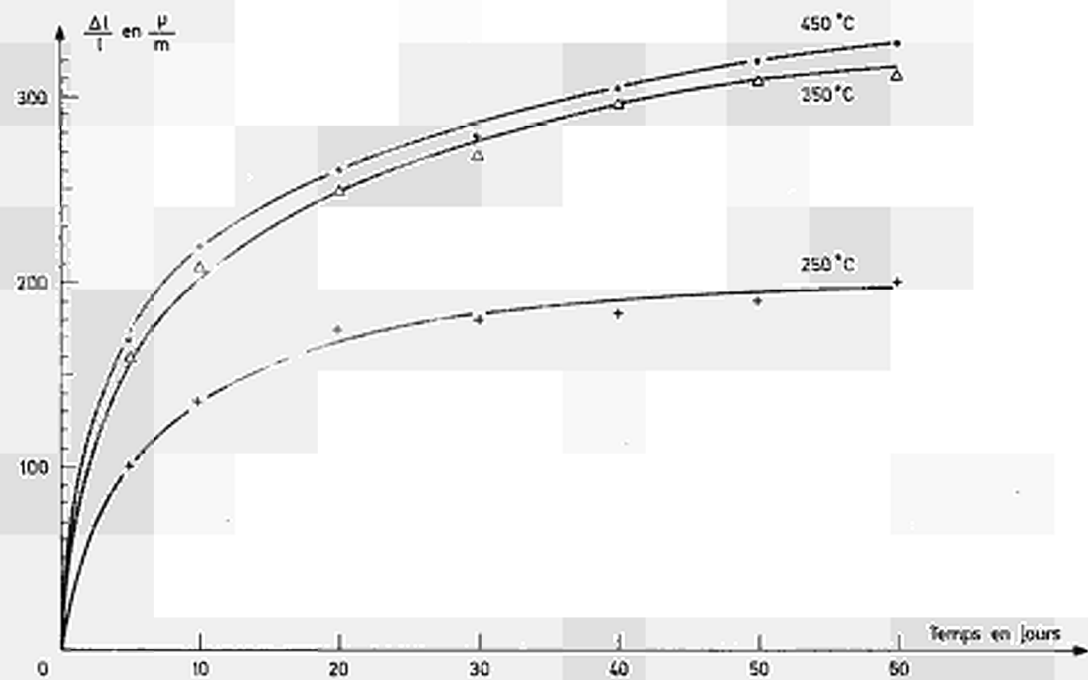


Fig.11 - Mesure du fluage du béton 2 , sous 50 bars, en fonction de la température.

Laboratoire des Etudes  
des Bétons et des Matériaux

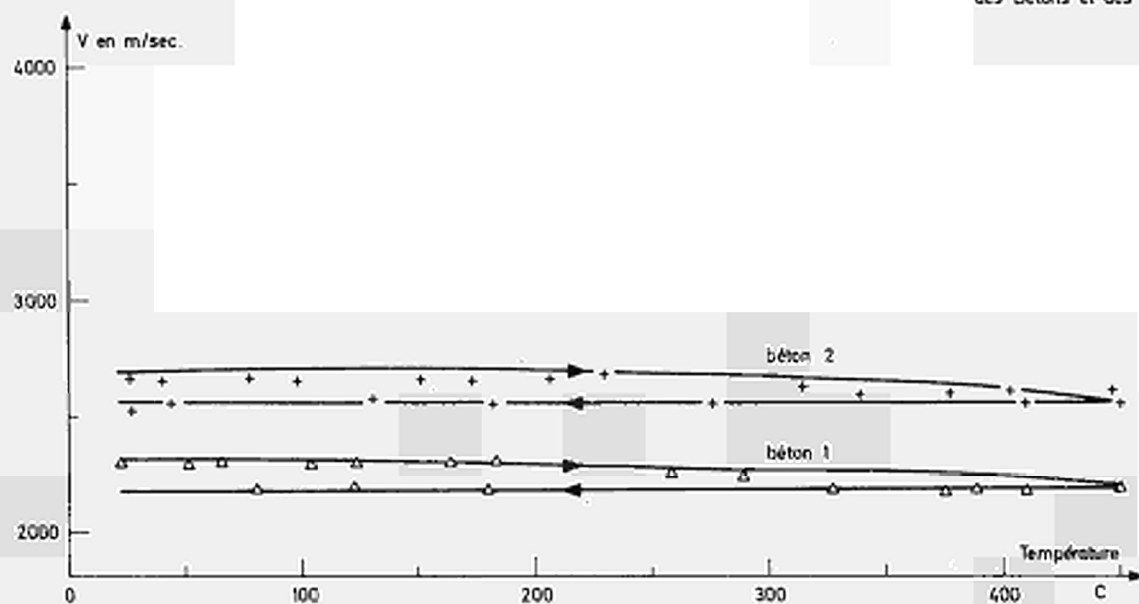


Fig.12 - Mesure de la vitesse d'ondes ultrasonores, dans les 2 bétons , en fonction de la température.

Laboratoire des Etudes  
des Bétons et des Matériaux

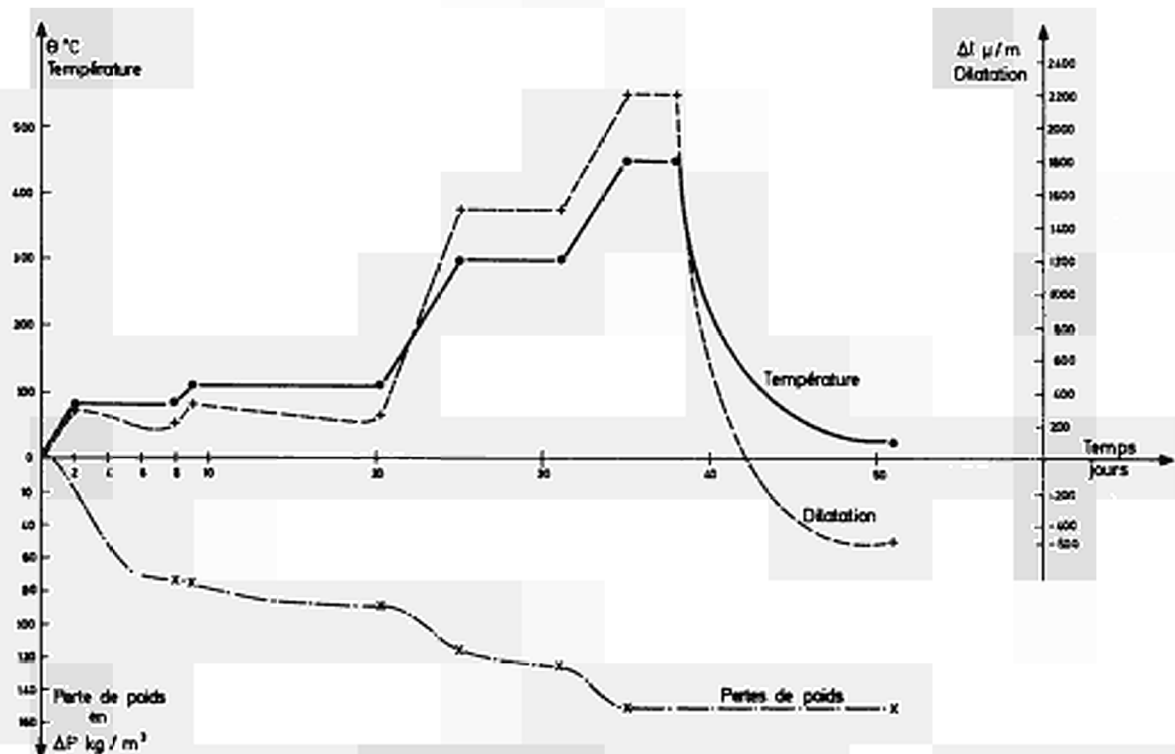


Fig. 13 - Evolution des variations de masse et de dimension du béton n°1 en fonction de la température

Laboratoire des Etudes  
des bétons et des matériaux

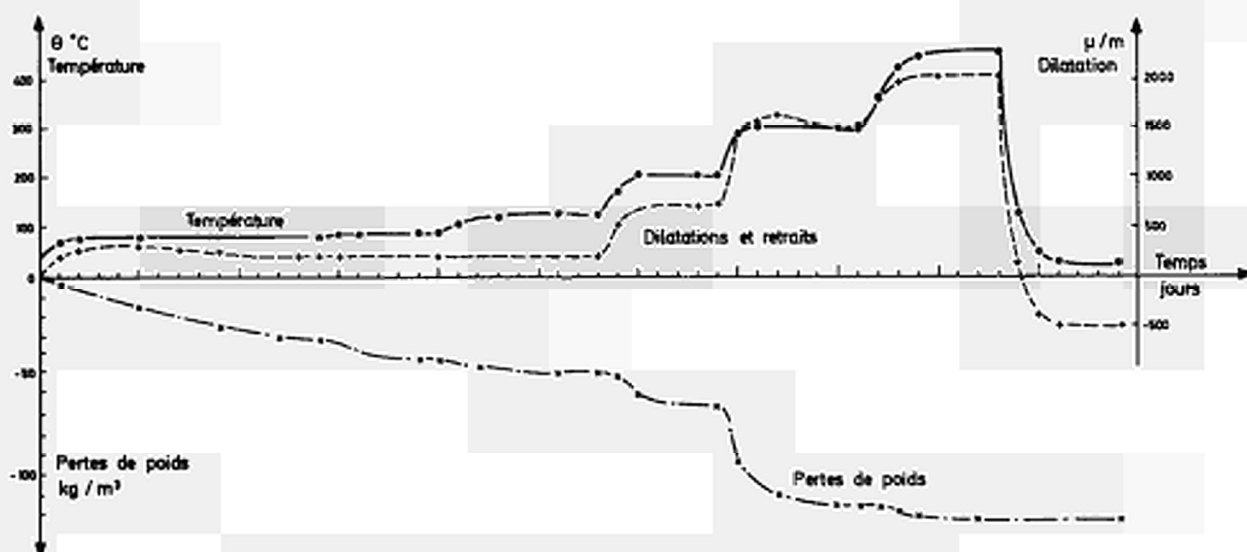


Fig. 14 - Evolution des variations de masse et de dimension du béton n°2 en fonction de la température

Laboratoire des Etudes  
des bétons et des matériaux

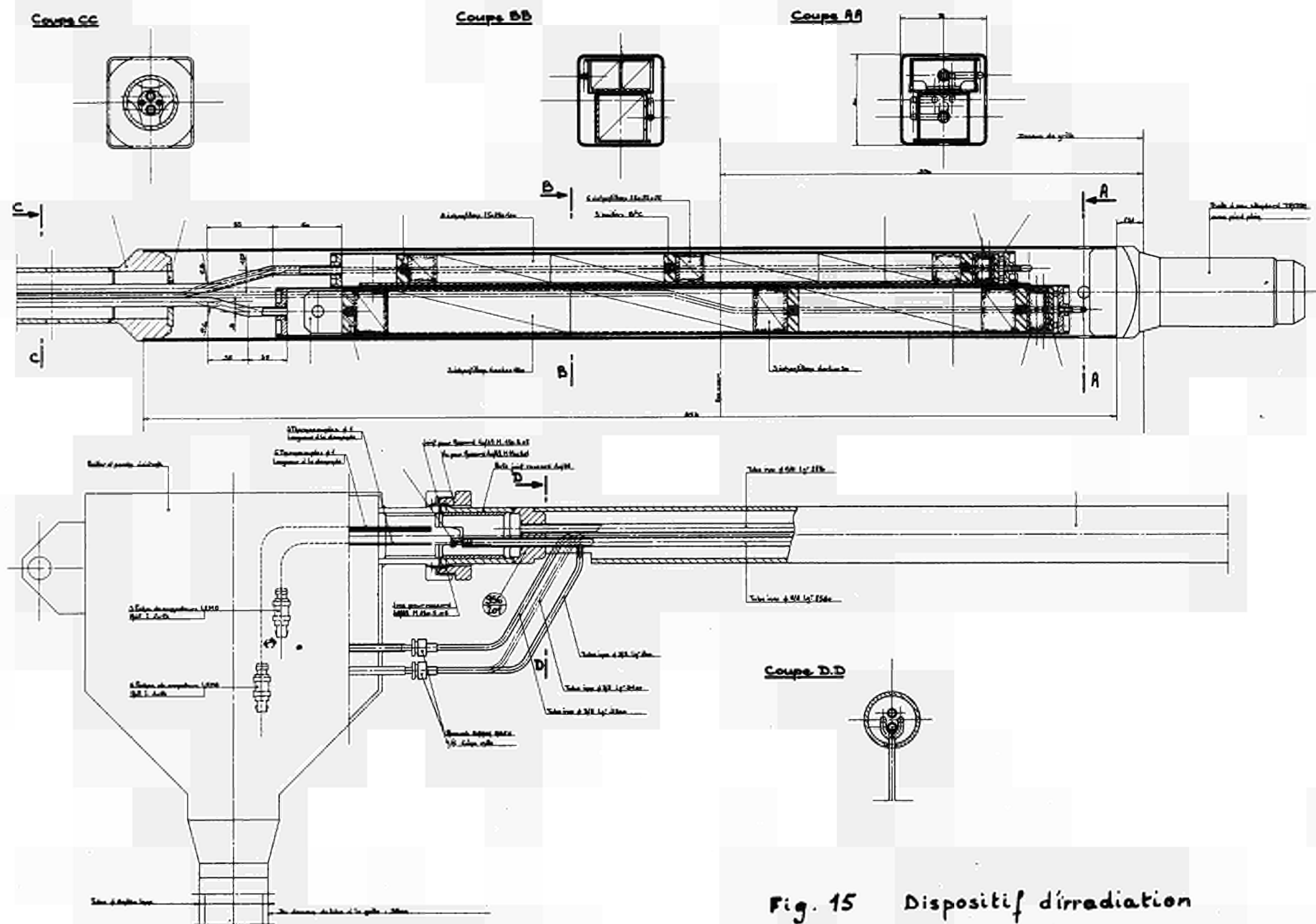


Fig. 15 Dispositif d'irradiation

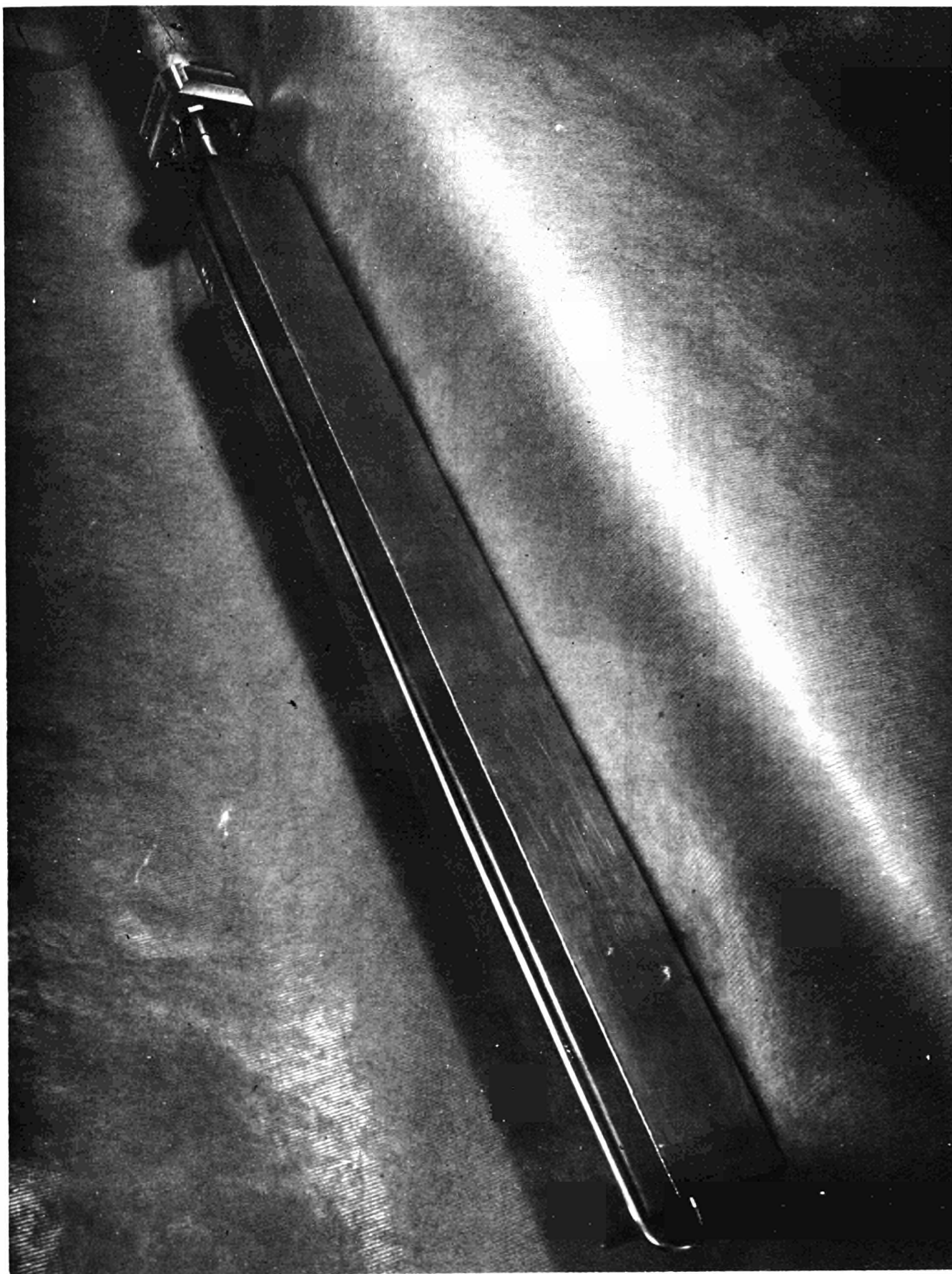


Figure I6 : Conteneur d'irradiation

# IRRADIATION DU BETON n° 1 et n° 2

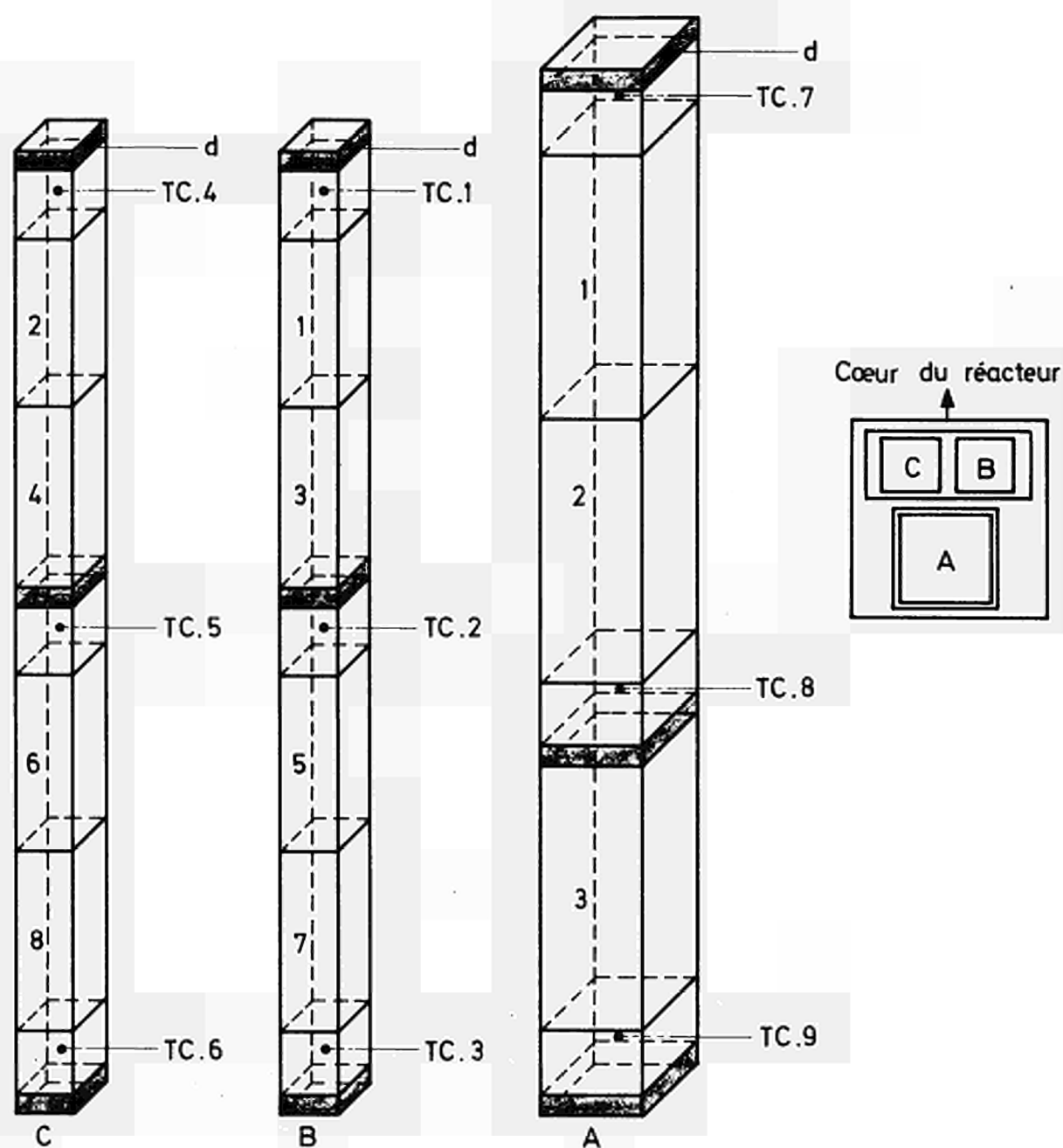


Fig.17 Disposition des éprouvettes, des dosimètres (d) et des thermo-couples (Tc) dans le conteneur



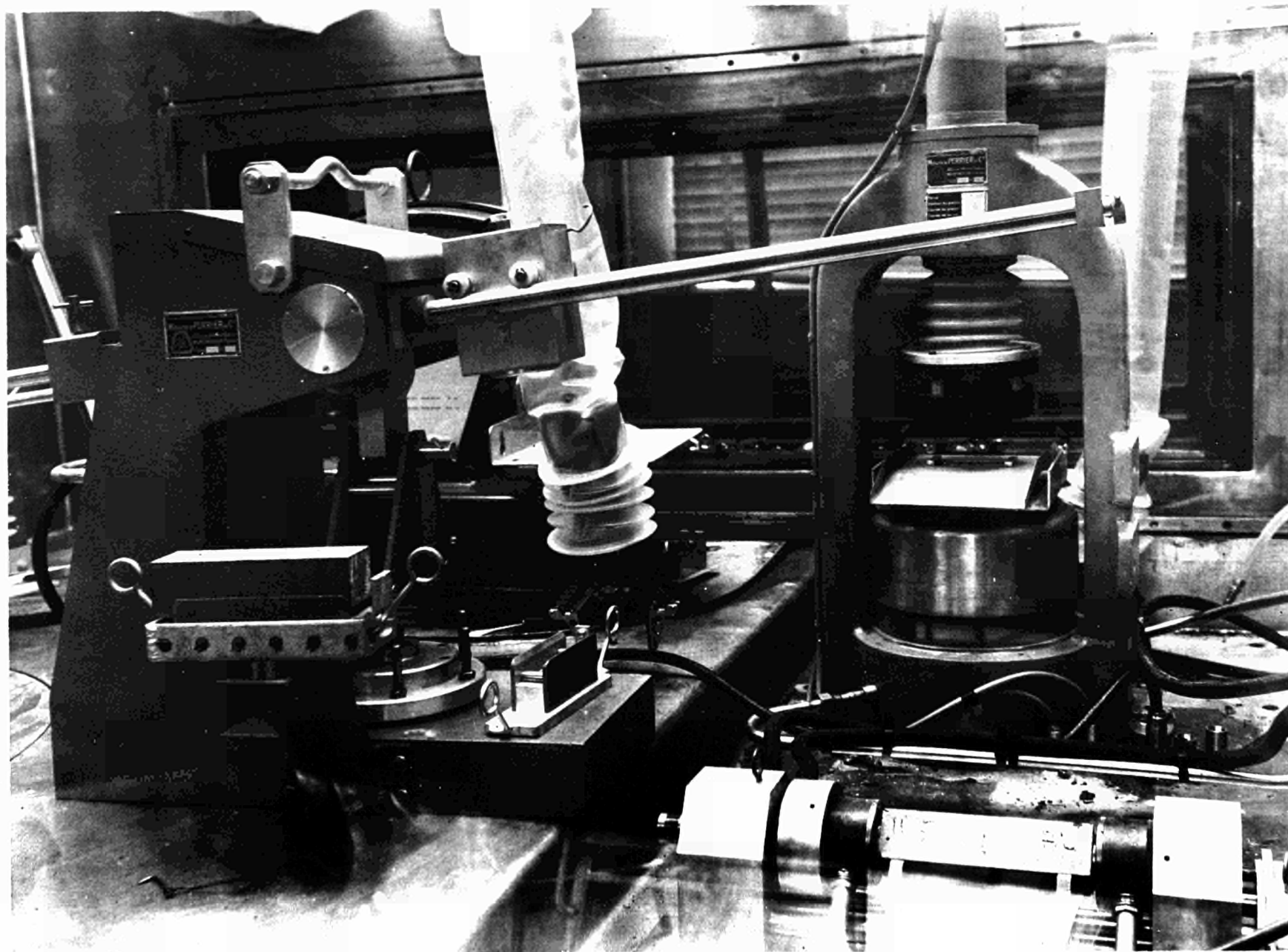


Figure 18 . Les appareils de mesure à l'intérieur de la cellule Prométhée-Pyrrha

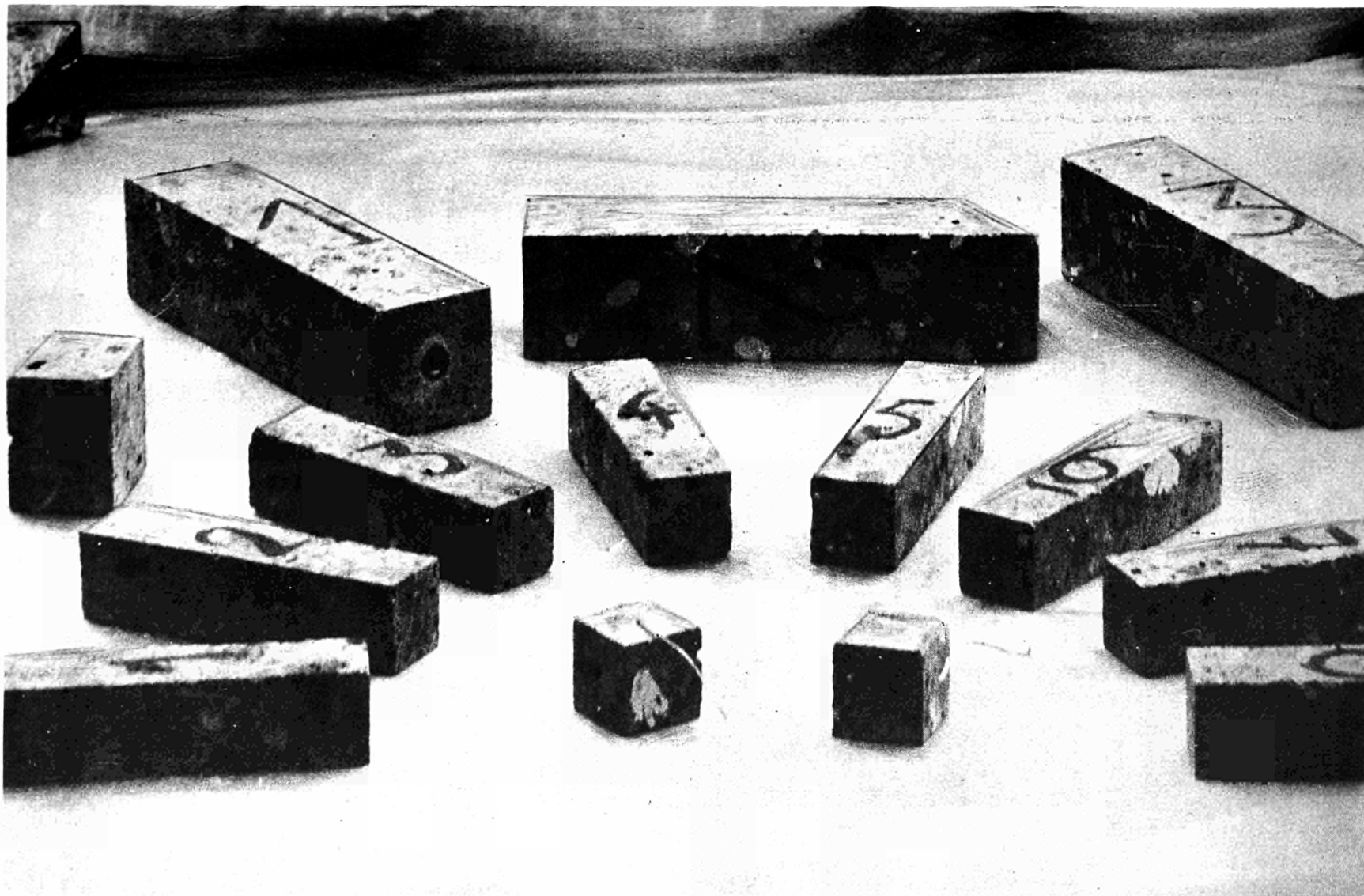


Figure I9 : Echantillons de béton n°I, après l'irradiation

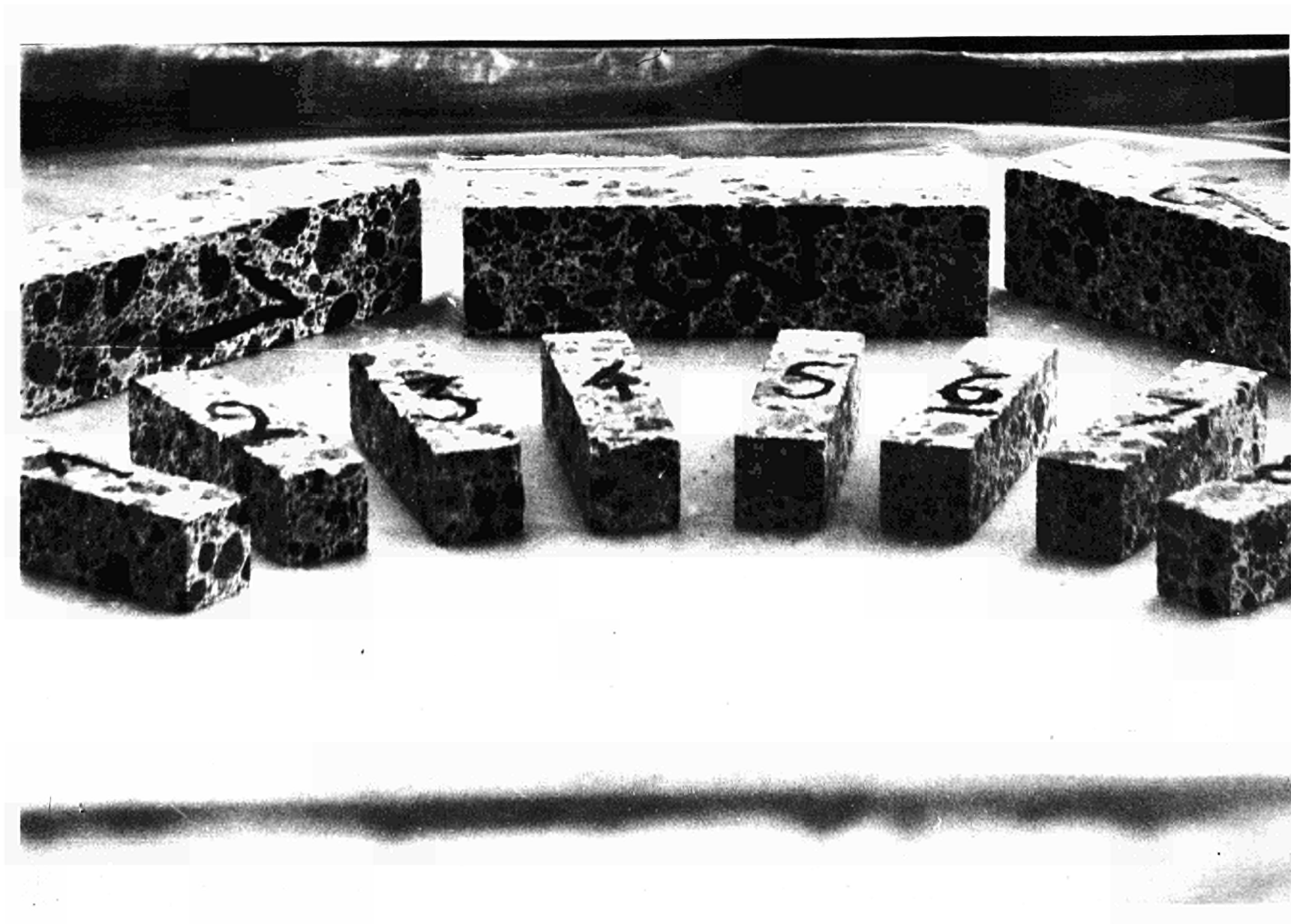


Figure 20 : Echantillons de béton n°2, après l'irradiation

ISOLATION THERMIQUE PAR TOILE ET TOLE METALLIQUE  
- Procédé METALISOL -  
APPLICATION INDUSTRIELLE AU CAISSON EN BETON  
PRECONTRAINTE DU REACTEUR DE BUGEY I

G. DELORT, Y. LECOURT  
Cie des Ateliers et Forges de la Loire

SOULIER  
Chef du Service Génie Civil de la  
Région d'Equipement Nucléaire n° 3 de  
l'Electricité de France

N° 33

La Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire, Département de Génie Chimique, a recherché et développé depuis 1961 un calorifuge entièrement métallique, basé sur l'utilisation de toiles et de tôles en acier inoxydable, disposées en couches successives qu'elle commercialise sous la marque METALISOL.

Compte tenu des caractéristiques propres à ce matériau, avec les encouragements de l'E.D.F. et d'EURATOM, notre Compagnie a poursuivi ses recherches et essais en CO<sub>2</sub>, hélium, eau et autres fluides caloporteurs, en vue de l'application de ce procédé à la protection des caissons en béton précontraint pour des réacteurs graphite-CO<sub>2</sub>, AGR, HTR, BWR, PWR, etc...

A la suite de ces développements, notre compagnie s'est vu confier par la Compagnie Industrielle de Travaux, par la société NEYRPIC et par la société BABCOCK ATLANTIQUE le calorifugeage des différents éléments du réacteur de BUGEY I, construit pour le compte de l'ELECTRICITE de FRANCE et implanté sur la commune de Saint-Vulbas, dans le département de l'Ain, à quelques trente kilomètres de l'agglomération de Lyon.

\*  
\*   \*  
\*

Après avoir rappelé rapidement le principe de fonctionnement thermique du calorifuge METALISOL, nous nous proposons d'exposer, ci-après, les conditions dans lesquelles la C.A.F.L. a appliqué cette méthode d'isolation au réacteur de BUGEY I.

Nous mettrons ensuite en évidence les caractéristiques originales de cette structure, justifiant son emploi pour le calorifugeage de réacteurs nucléaires de différentes filières.

1°/ CONSTITUTION DU CALORIFUGE C.A.F.L. METALISOL :

La structure "METALISOL" mise en oeuvre à BUGEY permet de réaliser une préfabrication en atelier extrêmement poussée des éléments qui sont ensuite disposés sur les surfaces à calorifuger.

Cette fabrication est réalisée dans un atelier affecté exclusivement à ce travail.

L'élément de base de la structure est le panneau, empilage d'un certain nombre de toiles métalliques agrafées entre elles, puis percées pour permettre le passage des goujons de fixation et enfin découpées à la forme voulue à l'aide de scies à ruban. Ces opérations de découpe et de perçage sont effectuées à l'aide de gabarits réalisés, soit en contreplaqué, soit en acier, selon l'importance de la série d'éléments identiques à réaliser.

Après exécution, ces panneaux, de même d'ailleurs que les autres éléments constitutifs de la structure, subissent un traitement de dégraissage au perchloréthylène dans une unité automatique, assurant le traitement proprement dit, le rinçage et le dégazage. Ils sont ensuite mis sous des enveloppes en polyéthylène soudées et disposés dans des containers étanches d'une quinzaine de tonnes, servant tant au stockage en usine ou sur le site qu'au transport à pied d'oeuvre.

Les surfaces à calorifuger sont au préalable équipées de goujons de fixation soudés sur la peau à l'aide d'un outillage de soudure utilisant à la base le procédé NELSON que nos services ont, à la suite d'essais nombreux, adapté et modifié pour assurer un soudage d'une haute qualité métallurgique et d'une très grande fiabilité. Chaque goujon, après soudage, est usiné en pied pour supprimer le bourrlet se créant lors du soudage et réaliser un congé de raccordement avec la peau.

Les éléments calorifuges sont disposés sur ces goujons, les panneaux d'une même nappe étant juxtaposés et séparés de ceux de la nappe suivante par une tôle séparatrice en acier inoxydable. Chaque panneau est équipé sur une ou plusieurs de ses rives de barrières, éléments en tôle d'acier inoxydable pliés en forme de U et engagés sur les panneaux, de manière à délimiter avec les tôles séparatrices des cellules parfaitement individualisées et d'épaisseur connue.

Dans certaines zones particulières telles que les traversées de paroi, le calorifuge n'est pas maintenu par des goujons, mais serré sur les surfaces à calorifuger à l'aide d'un outillage annexe et maintenu en place par soudure des tôles de casing.

## 2°/ PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT THERMIQUE :

Le principe de fonctionnement de la structure est le suivant :

Le calorifuge est appliqué sur la face interne de la peau d'étanchéité au contact avec le fluide caloporteur et baigne dans celui-ci. Sur sa face externe, en contact avec le béton précontraint, la peau d'étanchéité est équipée d'un réseau de circuits d'eau de refroidissement.

L'usage de la toile métallique permet d'introduire entre la source chaude, le gaz, et la source froide, la peau, un matériau présentant une grande densité d'obstacle aux mouvements de convection naturelle, celle-ci représentant, dans les conditions de température et de pression qui caractérisent l'exploitation des réacteurs nucléaires, l'essentiel des transferts thermiques.

L'ensemble constitué par l'empilage des toiles métalliques et des tôles séparatrices présente également une grande opacité au transfert par rayonnement.

Enfin, le grand nombre de résistances de contact existant dans la structure et la faible conductivité des matériaux mis en oeuvre entraînent une basse conductibilité propre de la structure.



### 3°/ DESCRIPTION RAPIDE DU REACTEUR DE BUGEY I :

Le caisson du réacteur affecte la forme générale d'un cylindre de 17 m de diamètre et de 40 m de hauteur environ, équipé de deux fonds plans.

A l'exception des 6 traversées prévues pour les soufflantes ou la ventilation et qui sont disposées dans le bas de la partie cylindrique, toutes les autres traversées sont situées sur les fonds inférieur et supérieur.

Le fond inférieur est équipé des traversées d'eau, de vapeur, de détection de rupture de gaines, de thermocouples, etc... Quand au fond supérieur, il reçoit les puits de chargement et de contrôle, au nombre de 945.

Prenant appui sur le fond inférieur, se trouve la jupe sur laquelle repose l'aire-support et à l'intérieur de laquelle sont disposés les échangeurs. Le coeur est disposé sur l'aire-support.

Le CO<sub>2</sub> sous une pression de 43 bars, est aspiré par les soufflantes à l'intérieur de la jupe, sous les échangeurs, refoulé dans l'espace annulaire se développant entre le fût et les pièces internes, monte jusqu'au dessus du coeur qu'il traverse de haut en bas, ainsi que l'aire-support, avant de passer dans les échangeurs.

La structure METALISOL a été utilisée pour calorifuger :

- La totalité de la peau du réacteur en contact avec le béton précontraint, ainsi que les différentes traversées, sur leurs surfaces externes, sur des hauteurs de l'ordre de 300 à 400 mm (marché CITRA),
- L'aire-support sur sa face externe (marché NEYRPIC),
- La jupe sur sa face interne (marché BABCOCK ATLANTIQUE),
- L'intérieur des bulbes des traversées de vapeur (marché BABCOCK ATLANTIQUE),
- et enfin, les tuyauteries de vapeur entre les échangeurs et les traversées dans le fond inférieur (marché BABCOCK ATLANTIQUE).

Les épaisseurs de calorifuge sont variables selon les zones en fonction des flux et des niveaux de température définis dans chaque cas et sont résumées dans le tableau I ci-après :

Tableau I

Zone	Nombre de toiles	Epaisseur	Flux $W/m^2$
Fût	65	25	1 050
Plancher	126	47	400
Plafond	148	55	750
Aire-support	14	5,5	< 4 000
Jupe	14	5,5	< 4 000

Le poids total de toile métallique installée à BUGEY sera, une fois le chantier terminé, de l'ordre de 250 tonnes, auxquelles s'ajoutent 50 tonnes de tôles de 2/10 en acier inoxydable.

Le nombre total de goujons posé est d'environ 16 000, la surface calorifugée étant de l'ordre de 4 900 m<sup>2</sup>.

#### 4°/ Essais :

Avant d'aborder la phase réalisation du calorifuge du réacteur de BUGEY I, nous nous sommes livrés, en liaison avec l'E.D.F. à un nombre d'essais important sur maquette de grandes dimensions.

Ces essais peuvent être classés en deux groupes différents destinés à vérifier l'efficacité thermique et le bon comportement de la structure.

##### 4.1. Essais thermiques :

Ce premier groupe d'essais a été réalisé dans des réservoirs de grandes dimensions, mis à notre disposition par l'E.D.F. que nous tenons à remercier ici. Ils ont permis de vérifier, à une échelle industrielle et dans les conditions exactes de marche du réacteur les valeurs de conductibilité résultant des essais à plus petite échelle effectués par nos soins sur nos installations de Firminy où nous sommes limités à des maquettes de 16 m<sup>2</sup> environ.

Ont ainsi été testées sur maquette de grandes dimensions

- Une structure représentative du fût, d'une hauteur de plus de 5 m et comportant un raccordement fût-ciel,
- Une structure représentative du ciel et comportant 13 puits de contrôle ou de chargement à l'échelle 1/1,
- Une structure représentative de pénétration de soufflante réalisée à l'échelle 1/1,8 environ,

Ces maquettes ont également été utilisées pour vérifier le comportement de la structure aux décompressions brutales et aux cyclages thermiques.

#### 4.2. Essais mécaniques :

Ce deuxième type d'essais était destiné à vérifier la tenue de la structure sous les diverses sollicitations auxquelles elle peut être soumise en exploitation.

- Des essais de cyclage thermique de la structure ont été réalisés dans des conditions d'ambiance représentative du réacteur en fonctionnement et simulant un nombre de cycles correspondant à une trentaine d'années de vie du réacteur.
- Des essais de tenue à la corrosion ont été effectués dans des autoclaves pour déterminer les conditions à partir desquelles il y aurait lieu de craindre l'apparition de corrosion sous tension.
- Des essais de tenue aux charges élevées ont été exécutés en plaçant des échantillons de  $0,25 \text{ m}^2$  sous une presse, échantillons sur lesquels ont été appliquées des charges allant jusqu'à 300 T, sans qu'aucun dégât ait pu être constaté sur la structure.
- Des essais de tenue aux vibrations ont été conduits en 3 temps. Dans une première étape, la société BERTIN a réalisé une maquette au 1/25 du réacteur et s'est livrée à une série de mesures permettant de définir une chaque point les niveaux ou les fréquences des fluctuations de pression prévisibles. Ensuite, un modèle à l'échelle 1 d'une partie calorifugée du fût a été réalisé et soumis à des fluctuations de pression correspondant à celles qui résultaient de l'étude aérodynamique précédente. Cette manipulation a permis de connaître les niveaux des contraintes statiques et dynamiques se développant dans les éléments constitutifs de la structure sous ces sollicitations. Enfin, des essais, principalement de fatigue, ont été conduits sur des goujons et des casings pour vérifier que le dimensionnement de ces éléments leur permettait de supporter ces contraintes.

## 5°/ MONTAGE DU CALORIFUGE :

Ces essais préalables ayant permis d'éviter toute impasse technique, nous avons procédé à la fabrication, terminée à ce jour, et au montage du calorifuge du réacteur ; le montage est, à l'heure actuelle, réalisé à 70 % environ.

A quelques très rares exceptions près, le calorifuge est mis en place à l'intérieur du réacteur après fermeture de celui-ci et mise en conditionnement de l'atmosphère à l'intérieur de l'enceinte.

L'ordre de pose a été le suivant :

- Juillet - Août 1968 : Mise en place du calorifuge à l'intérieur des cavités des pénétrations de soufflantes.

Le calorifuge de ces zones a été préfabriqué en éléments en forme de secteurs introduits dans l'espace annulaire à l'aide de mandrins et expansé à l'intérieur de l'espace pour s'appliquer sur les surfaces à protéger.

Ce chantier a été mené en 7 semaines avec un effectif de 12 monteurs.

- Décembre 1968 - Janvier 1969 : Mise en place du calorifuge de la jupe

Contrairement à la règle générale, ce montage a été effectué dans l'atelier-site avant introduction de la jupe dans le réacteur et ceci pour des raisons de délai et d'accessibilité.

Ce chantier a été mené en 6 semaines avec un effectif de 10 monteurs et représente 645 m<sup>2</sup> de surface protégée.

- Avril 1969 - Juillet 1969 : Mise en place du calorifuge sur les parties courantes du fût, c'est-à-dire au-dessus des pénétrations de soufflants

Ce chantier a été mené en 17 semaines avec un effectif moyen de 20 monteurs et représente 1 550 m<sup>2</sup> de surface protégée,

- Octobre - Novembre 1969 : Mise en place du calorifuge sur le ciel et ses 950 traversées.

Ce chantier a employé un effectif de 24 monteurs pendant 10 semaines (dont une semaine affectée à la mise en place des plateformes d'accès).

- Le chantier se poursuivra par la mise en place du calorifuge de l'aire-support, puis du bas de la zone cylindrique et, enfin, du fond inférieur ; il a été prévu, en liaison avec l'E.D.F. de retarder au maximum le calorifugeage des zones basses et du plancher, afin d'éliminer les risques de pollution de la structure, plus grands dans les parties inférieures du réacteur.

## 6°/ CARACTERISTIQUES DE LA STRUCTURE METALISOL :

L'exemple de l'application faite sur le réacteur de BUGEY I telle que nous venons de la décrire rapidement permet de mettre en évidence quelques caractéristiques de la structure METALISOL, de nature à justifier son emploi pour le calorifugeage de réacteurs nucléaires :

### 6.1. Efficacité :

Les essais à l'échelle industrielle, effectués sur les maquettes de grandes dimensions ont permis de vérifier l'efficacité de la structure :

- . Conductibilité confirmant les valeurs obtenues sur les essais à petite échelle,
- . Absence d'effet de hauteur sur un fût de 5,5 m de hauteur,
- . Absence de perturbation du champ de température au voisinage des points singuliers que constituent les traversées de paroi ou le raccordement d'un fût et d'un ciel.

Ces essais nous ont permis non seulement de vérifier le dimensionnement correct de la structure dans l'application de BUGEY I, mais également de recouper nos méthodes nous permettant de définir une structure en fonction des conditions de fonctionnement déterminées.

### 6.2. Fiabilité :

Les essais de cyclages thermiques et les essais de corrosion nous ont permis de vérifier la grande fiabilité de la structure vis-à-vis de l'action de la température et du milieu, fiabilité qui est obtenue par le choix de la nuance de l'acier retenue pour la fabrication des toiles ou des tôles séparatrices.

Dans le cas de BUGEY, la nuance retenue est l'acier inoxydable 304 L, mais des coulées spéciales ont dû être réalisées pour maintenir, sur les exigences de l'E.D.F., une teneur en cobalt extrêmement basse, inférieure ou égale à 100 ppm.

Tous les matériaux mis en oeuvre, non seulement pour les toiles et les tôles séparatrices, mais également pour les casings, les goujons, les écrous, les rondelles et même les freins d'écrous ont été ainsi réalisés en nuance spéciale bas cobalt.

#### 6.3. Conditions de montage :

Le niveau poussé de préfabrication qu'autorise la structure METALISOL entraîne des conditions de montage particulièrement aisées et rapides, vis-à-vis d'autres modes de protection thermique. Le poids et les dimensions des éléments constitutifs ont été choisis pour ne pas nécessiter de moyens de manutention spéciaux.

La seule condition à remplir est une étude extrêmement serrée des dispositifs permettant d'organiser l'alimentation continue des équipes de pose, organisation qu'il est parfois difficile d'assurer, compte tenu de l'engorgement des rares accès ménagés dans la cavité, après fermeture de celle-ci.

#### 6.4. Propreté :

Les protections individuelles en polyéthylène placées sur les équipements préfabriqués, à leur sortie de l'unité de traitement, ne sont enlevées qu'à l'intérieur du réacteur, au moment de la pose. Les conditions de montage permettant d'effectuer celui-ci après fermeture du caisson et mise en conditionnement de l'enceinte, tout risque de pollution du calorifuge est donc parfaitement éliminé. La pose elle-même ne nécessitant plus alors qu'un simple travail d'assemblage peut se faire elle aussi dans les meilleures conditions de propreté.



#### 6.5. Tenue mécanique :

Les essais de tenue aux charges élevées et aux vibrations ont permis de vérifier la très grande robustesse de l'ensemble vis-à-vis des sollicitations mécaniques, chocs, efforts statiques ou dynamiques.

De plus, les essais de vibration nous ont permis de mettre au point des méthodes de dimensionnement mécaniques des composants : tels que goujons ou plaques de casing pour nous assurer, dans chaque cas, de la tenue de ces éléments à la fatigue, en fonction des fréquences et des niveaux de l'excitation.

Ces essais ont d'ailleurs mis en évidence que, au voisinage des diffuseurs de soufflantes où l'amplitude des fluctuations de pression peut atteindre 400 millibars à des fréquences de quelques dizaines de hertz, il était nécessaire d'augmenter le diamètre et le nombre des goujons pour ramener le niveau des contraintes statiques et dynamiques à des valeurs suffisamment basses.

## 7°/ CONCLUSIONS :

Parallèlement à cette réalisation sur un réacteur graphite-gaz-uranium naturel, nos services ont poursuivi les recherches et essais permettant de définir les matériaux et les dispositions optimales du calorifuge METALISOL à retenir dans les conditions d'exploitation d'autres types de réacteurs.

### H.T.R. :

Compte tenu des grandeurs caractéristiques de l'hélium et des niveaux de pression et de température rencontrés dans ce type de réacteur, les développements théoriques et expérimentaux que nous avons effectués nous ont amené à mettre au point des structures moins denses que pour l'application de BUGEY I.

C'est ainsi que nous sommes d'ores et déjà en mesure d'étudier le calorifugeage de réacteurs HTR basé sur l'utilisation de toiles moins serrées. Cette structure, tout en permettant de rester en deçà des conditions à partir desquelles se manifeste l'effet de la convection permet de réduire les épaisseurs et la densité apparente du calorifuge, donc le poids de matière mise en oeuvre et le coût de l'isolation.

Nos recherches se poursuivent en vue de l'utilisation de toiles spéciales, exactement adaptées aux conditions de fonctionnement du calorifuge des HTR et les premiers résultats obtenus nous permettent d'en escompter une nouvelle économie.

Pour vérifier l'influence des pertes de charge longitudinales sur les performances thermiques du calorifuge, nous construisons un appareillage d'essai qui sera branché sur une installation existante du C.E.A. (boucle CHELA à SACLAY). Cette installation permettra d'expérimenter ces structures sous des pressions atteignant 60 bars, des températures de 500°C, en entretenant des vitesses de gaz le long du calorifuge pouvant atteindre 50 m/s.

B.W.R. :

Les premiers résultats ayant été très encourageants, les essais thermiques se poursuivent, en particulier, dans le cadre de l'étude sur la maquette en béton précontraint construite par ATOMENERGI à STUDSVIK (Suède).

Parallèlement, des expériences de tenue à la corrosion sous contrainte dans l'eau sont conduites dans les laboratoires de recherche sidérurgique de C. A. F. L. , en vue de définir les nuances à retenir pour obtenir la fiabilité nécessaire à une application industrielle, pour des réacteurs refroidis à l'eau.

Nous sommes donc assurés que les développements en cours nous permettront encore, à l'avenir, de répondre au mieux aux besoins des constructeurs dans le domaine <sup>difficile</sup> de la protection des caissons de réacteurs en béton précontraint.

PROTECTION THERMIQUE PAR ECRANS A CIRCULATION DE GAZ

A. FREOUR

Société pour l'Industrie Atomique - Paris

P. WÜRDIG

Deutsche Babcock und Wilcox - Oberhausen

N° 34

## 1 INTRODUCTION

Cet exposé présente les principaux résultats obtenus lors des essais de performance du système de protection thermique dit à "écrans gaz". Ce dispositif a été étudié par SOGIA et les essais ont été réalisés sur la boucle FIGARO par DEUTSCHE BABCOCK & WILCOX. (voir Fig. 15)

Cette campagne d'essais est l'aboutissement des premiers essais réalisés sur des panneaux de type "écrans d'eau" et dont nous avons déjà donné les caractéristiques et les performances lors de la dernière réunion d'information. Rappelons-en brièvement les principes.

Dans l'étude de ce type d'écrans nous nous sommes dirigés vers des conceptions caractérisées par la présence, en avant ou autour des tubes, de dispositifs permettant de freiner l'apport thermique vers ceux-ci. Mais ce qu'il faut noter, c'est que nous n'avons attaché qu'une importance relative à l'efficacité de ce "frein" : s'il se détériore au cours du temps, ou s'il est systématiquement mauvais en un certain nombre de zones d'étendue limitée, cela n'est pas inquiétant puisque la chaleur est captée, avant d'arriver à la peau d'étanchéité, par le réseau de tubes d'eau.

Ces idées-guide nous ont donc amenés à définir les écrans comme des dispositions :

- qui assurent la sécurité de la peau grâce à des tubes d'eau formant puits de chaleur en avant de cette peau,
- qui sont de construction simple et robuste de façon à faciliter le montage et diminuer le prix de revient,
- et qui, en conséquence, ne s'attachent que dans la mesure du raisonnable, à limiter les déperditions calorifiques du circuit primaire.

Bien entendu, en passant des idées-guide aux réalisations pratiques, nous avons été conduits à nuancer cette définition. En particulier, nous ne nous sommes pas orientés vers des tubes complètement jointifs qui auraient conduit comme nous l'avons déjà mentionné, à des sujétions de prix et de difficultés de mise en oeuvre et d'alimentation en eau. Une grosse partie de notre travail de recherche a consisté ainsi à développer des dispositifs qui se comportent, du point de vue de la propagation de la chaleur, comme s'ils étaient munis d'un rideau continu formant puits de chaleur mais qui cependant tolèrent un espace raisonnable entre tubes.

Le dispositif adopté pour les écrans d'eau a été finalement du type dit "Mark III" (voir Fig. I).

Les essais ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

- les panneaux sont d'autant plus efficaces que les mouvements de convections sont plus faibles aussi bien dans l'épaisseur du calorifuge que dans la zone des tubes,

- l'efficacité du calorifuge est la plus grande dans le cas d'une structure lamellaire, les matelas du calorifuge étant séparés par de minces feuilles d'acier inox et sans connexions entre eux,
- le meilleur système de refroidissement est celui qui est soudé sur la tôle arrière côté calorifuge.

D'une façon générale les écrans d'eau du type Mark III s'adaptent particulièrement bien à l'isolation d'une partie courante sans singularités du fût. Par contre, ils sont difficilement utilisables pour la protection des traversées du caisson.

Comme les résultats obtenus lors des essais sur le panneau Mark III ont démontré qu'avec de faibles vitesses de circulation d'eau (inférieures à 0,50 m/s), il est possible d'obtenir un coefficient d'échange dans les tubes suffisamment élevé (de l'ordre de  $1 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) pour pouvoir maintenir la tôle arrière du panneau à une température maximale de  $50^\circ\text{C}$ , nous avons étudié la possibilité d'obtenir le même coefficient d'échange en utilisant non plus de l'eau mais du gaz comme fluide de refroidissement, et sans que cela nécessite des vitesses de circulation supérieures à quelques mètres par seconde.

Cette solution possède plusieurs avantages :

- Elle supprime la présence à l'intérieur du caisson de structures contenant de l'eau et qui en cas d'accident peuvent nuire à la sécurité du réacteur.
- Elle permet d'utiliser comme gaz de refroidissement le fluide caloporteur du réacteur lui-même, ce qui présente l'avantage de mettre l'intérieur des tubes et collecteurs en équilibre de pression avec l'intérieur du réacteur.
- Du fait de cet équilibre de pression, il n'est plus nécessaire de prévoir des structures aussi épaisses que dans le cas des écrans d'eau, ce qui simplifie considérablement le problème des dilatations thermiques et réduit le poids des panneaux.
- Pour la même raison, le risque de rupture de collecteurs ou de tubes de refroidissement est pratiquement nul puisqu'ils ne supportent que la perte de charge de l'ordre de quelques centaines de grammes entre l'entrée et la sortie des panneaux. Il n'est donc pas nécessaire de prévoir deux circuits de refroidissement indépendants en parallèle, ce qui allège notablement le réseau de distribution.
- On peut envisager l'intégration complète à l'intérieur du caisson de la boucle d'isolation thermique, c'est à dire, en plus des panneaux, des échangeurs de refroidissement et des soufflantes nécessaires à la circulation du gaz.

Une étude théorique de ce nouveau type d'isolation thermique a été faite en vue de définir les structures aptes à réaliser une protection thermique efficace de la peau d'étanchéité et des pénétrations du caisson. Les études ont porté sur un panneau normal sans aucune singularité, tel qu'il se

présenterait sur la partie courante du fût du réacteur, sur un panneau "soufflante", sur un panneau de ciel comportant à l'échelle une traversée de barre de contrôle et un puits de chargement du réacteur EdF 4, et sur un panneau de sol reproduisant six traversées de la dalle inférieure du caisson.

Les résultats acquis pour le panneau III ont été mis à profit pour l'étude de ces nouveaux écrans et des essais ont été entrepris en régime permanent et en régime transitoire.

Les essais ont permis de juger de l'efficacité de l'isolation dans la partie courante du fût, autour des puits des blocs tubulaires supérieur et inférieur. Ils ont été réalisés en régime permanent de pression et en régime transitoire, ceci pour s'assurer de la pérennité de la protection thermique lors de cyclages répétés.

On a pu constater que dans la partie courante, les pertes sont de l'ordre de 2 500 W/m<sup>2</sup> à une pression de 40 bars et pour une température de gaz chaud de 250°C. Ces pertes augmentent de 25 % environ pendant les dégonflages successifs. Cependant la température de la peau d'étanchéité reste de l'ordre de 50°C. Le calorifugeage autour des singularités s'est avéré très efficace, puisque la température de la peau reste du même ordre de grandeur que dans la partie courante.

Cette campagne d'essais a été suivie d'une quotation commerciale dans le cas d'une application du procédé à un caisson de type AGR.

L'ensemble des connaissances acquises sur les écrans gaz au cours du présent contrat d'études, a permis de conclure à la possibilité de réaliser la protection thermique de la cavité d'un caisson à l'aide de cette technique. Le stade suivant devrait être une étude de réalisation effective présentée par un Constructeur.

## 2 RESULTATS DU PROGRAMME D'ESSAIS

Les études et les essais ont porté sur un panneau normal sans aucune singularité tel qu'il se présenterait sur la partie courante du fût, sur un panneau "soufflante", sur un panneau de ciel comportant à l'échelle 1/1 une traversée de barres de contrôle et un puits de chargement du réacteur SAINT LAURENT I et sur un panneau de sol reproduisant six traversées à la périphérie de la dalle inférieure.

### 2.1 PANNEAU NORMAL

#### 2.1.1 Structure

Comme le panneau Mark III, ce panneau est constitué par une structure calorifuge formée de lames de 10 mm d'épaisseur de laine minérale et par un réseau de tubes de refroidissement soudés sur la tôle arrière du côté du calorifuge (voir Fig. 2).

Les tubes sont constitués par deux profilés en U placés l'un sur l'autre et formant ainsi une lame dans laquelle circule le gaz de refroidissement. Ce système permet d'obtenir un faible diamètre hydraulique et par

conséquent d'assurer le coefficient d'échange entre gaz et tube de  $1 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  obtenu dans le panneau III, avec une vitesse de gaz de  $5 \text{ m/s}$  environ, et un faible débit.

La forme des tubes permet un accrochage simple des matelas de calorifuge sur leur paroi. L'arrangement général des lames isolantes est fait de telle sorte qu'il brise les grands mouvements de convection dans le cas où une connexion s'ouvre entre deux lames.

Les tubes sont placés horizontalement et reliés sur les deux bords verticaux du panneau à des collecteurs qui font partie de la structure du joint avec le panneau suivant.

### 2.1.2 Résultats des essais

L'efficacité du refroidissement dû à l'effet d'ombre des tubes permet à la tôle arrière d'encaisser des variations importantes de pression et de température de la face chaude pour une structure d'épaisseur donnée. Cette sécurité se trouve renforcée par le fait que la conductance est indépendante du gradient dans le panneau.

Les fuites thermiques à 40 bars sont de l'ordre de  $2500 \text{ W/m}^2$  à travers le panneau ; (voir Fig. 4) la partie qui transite par la tôle arrière avant d'être évacuée n'est que de  $250 \text{ W/m}^2$ , soit 10 % seulement du flux total. En partie courante du panneau, les températures côté froid sont inférieures à  $50^\circ\text{C}$  à 40 bars. Le long du joint entre deux panneaux elle est plus élevée d'environ  $20^\circ\text{C}$ .

Pendant les essais transitoires, (voir programme d'essais Fig. 7), on constate une augmentation de la conductibilité globale du panneau due au réarrangement des structures qui incite à prendre un coefficient de sécurité égal à 1,25 sur la dite conductibilité (voir Fig. 8).

Cette augmentation des fuites thermiques se traduit en partie courante par un échauffement des tôles côté froid de  $15^\circ\text{C}$  environ par rapport aux essais en régime permanent, ce qui reste acceptable.

## 2.2 PANNEAU "SOUFFLANTE"

### 2.2.1 Structure

Le principe de montage est absolument identique à celui du panneau normal. Du fait de la présence du trou de soufflante, le circuit a été décomposé en deux demi-circuits identiques situés de part et d'autre de la pénétration (voir Fig. 3).

Le panneau normal et le panneau soufflante couvrent chacun la moitié des parois verticales de la boîte d'essai (voir Fig. 9) de façon à se rapprocher le plus possible des dimensions réelles des panneaux dans le cas du réacteur.



## 2.2.2 Résultats des essais

Dans la partie courante du panneau, les températures sur la tôle arrière et sur la tôle de boîte froide varient de façon analogue à celles observées sur le panneau normal. Elles sont seulement perturbées au voisinage du trou de soufflante. Sur le contour du trou, la température de la tôle arrière reste normale et ne dépasse pas 50°C à 40 bars ; ce bas niveau montre l'efficacité du refroidissement qui entoure le trou, efficacité qui s'explique par le fait que la totalité du débit d'un demi-panneau passe dans le collecteur qui ceinture la traversée avant de se distribuer dans les différents tubes de refroidissement du panneau lui-même.

Les pertes thermiques dans la zone de la pénétration sont d'environ 4kW par mètre linéaire à 40 bars le long du raccordement à la partie courante.

Par contre, le long du canal de soufflante, elles sont plus importantes et de l'ordre de 12,5 kW/m<sup>2</sup> ce qui explique quelques points chauds par la tôle arrière dans la zone correspondante.

Le comportement du panneau en régime transitoire est analogue à celui du panneau normal. Les températures sont notables au niveau du joint qui entoure la pénétration, et il faudrait améliorer le montage du calorifuge dans cette zone pour éviter le décompactage de la laine et les infiltrations de gaz.

## 2.3 PANNEAU DE CIEL

### 2.3.1 Structure

Le panneau de ciel est constitué par une structure calorifuge constituée de matelas de laine minérale de 10 mm d'épaisseur accrochés sur les deux traversées (voir Fig. 10).

Ces traversées sont calorifugées à l'aide de lames verticales de laine minérale de 10 mm d'épaisseur et les fuites thermiques sont recueillies par une lame de gaz qui circule le long des pénétrations à l'extérieur du calorifuge (voir Fig. 10).

Les collecteurs d'entrée et de sortie circulent entre les traversées, soudés sur la peau d'étanchéité, dans un espace ménagé entre le calorifuge horizontal et la peau. Ils sont reliés aux boîtes d'alimentation des traversées par des sous-collecteurs non soudés sur la peau et qui absorbent les dilatations thermiques (voir Fig. 11). Le tracé des collecteurs et des sous-collecteurs est conçu de façon à pouvoir se reproduire quand on passe aux traversées voisines dans le cas du réacteur. La structure isolante et le système de refroidissement sont complètement séparés.

Un système de refroidissement auxiliaire permet dans le cas particulier de la boîte d'essai de refroidir la partie de la peau ne comportant pas de traversées. Ce circuit n'existerait pas dans le cas du réacteur et pourra être arrêté pendant les essais.

### 2.3.2 Résultats des essais

Le fait que les circuits auxiliaires et les collecteurs d'alimentation des chemises de refroidissement des traversées soient soudés sur la peau assurent une grande efficacité au système d'évacuation des calories et permet de maintenir la boîte à une température basse et uniforme de l'ordre de 50°C environ à 40 bars.

L'étanchéité des matelas de calorifuge est suffisante pour ne pas avoir de turbulences et d'échanges thermiques intempestifs entre le calorifuge et la tôle de boîte froide.

Les problèmes de dilatation thermique ont été résolus sans que cela entraîne des défauts de joint entre le calorifuge et les fourreaux des traversées. Par contre, il faut veiller à ce que ces joints n'entraînent pas des connexions thermiques importantes quand on atteint des pressions de l'ordre de 30 bars.

La conductibilité moyenne du calorifuge placé sur le ciel et autour des pénétrations est inférieure à 0,25 W/m °C à 40 bars.

En régime transitoire, on constate que, comme pour les panneaux verticaux, les températures de tôle, côté froid, augmentent d'environ 15°C au cours des essais transitoires. Mais malgré cela, elles ne dépassent jamais 60°C et par conséquent la sécurité reste bonne.

D'autre part, la puissance évacuée varie dans des limites beaucoup plus étroites que pour les panneaux verticaux comme le montre la figure 12.

## 2.4 PANNEAU DE SOL

### 2.4.1 Structure

Les traversées du sol sont protégées suivant le même principe que les traversées du ciel (voir figures 13 et 14). La disposition des traversées reproduit la périphérie de la dalle inférieure du réacteur ST LAURENT I

On retrouve comme pour le panneau du ciel les collecteurs et sous-collecteurs reliés aux boîtes d'alimentation des traversées. L'épaisseur de calorifuge a été notablement diminuée du fait que la source chaude se trouve au-dessus du panneau.

### 2.4.2 Résultats des essais

Aux basses pressions, les résultats obtenus pour le fond inférieur sont au moins aussi bons que pour le panneau du fond supérieur, en raison de la stratification naturelle du gaz entre le calorifuge et la tôle de boîte froide.

On constate cependant qu'aux pressions élevées, il s'établit une connexion entre les faces supérieures et inférieures du calorifuge, mais cet effet est retardé par rapport au fond supérieur d'une dizaine de bars environ.

En régime transitoire, l'échauffement des tôle arrière et de boîte froide est supérieur à celui mesuré pour les trois autres panneaux puisqu'il est d'environ 30°C. Ceci provient du niveau du flux plus élevé que pour le panneau de ciel, que ce soit un régime permanent comme un régime transitoire.

### .3 CONCLUSIONS

Le panneau normal donne des résultats satisfaisants. On constate que les flux sont en régime permanent au maximum de 50 % supérieurs à ceux mesurés sur le panneau Mark III (voir figure 4). Ils augmentent encore de 25 % environ pendant les dégonflages successifs. Mais les températures côté froid restent correctes. Il faut cependant veiller à une exécution plus élaborée des joints entre panneaux pour diminuer la température de la boîte froide dans la zone correspondante. Les essais transitoires montrent par ailleurs que des essais de dégonflage rapprochés et de faible amplitude modifient peu la conductibilité du panneau ; par contre, il faudrait s'assurer que c'est également le cas pour des dégonflages de grande amplitude. En tout cas, il est toujours possible d'augmenter l'épaisseur de calorifuge pour réduire l'importance des phénomènes transitoires.

Dans la région des trous de soufflante, le même soin doit être apporté à la confection et à la mise en place du joint que pour ceux reliant les panneaux normaux entre eux.

Le panneau de ciel est d'une grande efficacité thermique puisque les pertes thermiques sont faibles et la température de boîte froide basse. Cependant une amélioration des joints entre les matelas de calorifuge et les traversées devrait permettre de supprimer ou atténuer les connexions qui s'établissent entre les deux faces du calorifuge aux pressions élevées. En ce qui concerne le comportement des panneaux en régime transitoire, il est meilleur que pour le panneau vertical, et ne soulève pas de nouveaux problèmes.

Le panneau de sol a une efficacité thermique analogue à celle du panneau de ciel, mais le niveau de flux étant beaucoup plus élevé, des variations plus importantes apparaissent en régime transitoire. Il faudrait épaissir le calorifuge jusqu'à atteindre par exemple l'épaisseur adoptée pour le ciel.

Le contrat établi entre EURATOM d'une part, SOCIA et la DEUTSCHE BABCOCK & WILCOX d'autre part, a permis de mettre au point une boucle d'essai qui a donné pleine satisfaction tant du point de vue des performances thermiques que de celui des facilités de montage et de démontage et d'adaptation aux structures calorifuges à essayer. Elle présente par ailleurs l'avantage de permettre des essais dynamiques grâce à la soufflante incorporée au caisson. Au cours du présent contrat, elle a permis de réaliser des essais en atmosphère de CO<sub>2</sub> mais sa conception et son mode de construction permettaient aisément de l'utiliser pour des essais avec tout autre gaz, et en particulier en atmosphère d'hélium.

En ce qui concerne les performances de l'isolation d'un caisson à l'aide "d'écrans", les différentes campagnes d'essais ont d'abord permis de sélectionner la structure présentant la meilleure efficacité, à savoir un écran de type Mark III à tubes noyés dans une structure lamellaire de calorifuge. Elles ont ensuite montré qu'il était impossible d'utiliser l'eau comme fluide de refroidissement pour les traversées du caisson. Mais par contre, les résultats obtenus avec l'eau dans un panneau courant ont montré qu'il était possible d'utiliser le gaz comme fluide caloporteur. Ceci a abouti à la définition d'une structure "d'écrans gaz" inspirée du Mark III et dont les résultats sont très prometteurs.

Il n'en reste pas moins qu'il faudrait des études supplémentaires pour optimiser davantage les structures et pour mettre au point l'aménagement de la boucle d'alimentation, en particulier des collecteurs baignant dans le gaz chaud.

Sur la base des études et essais réalisés au cours de ce contrat, une offre estimative a été étudiée. Elle permet de faire une comparaison entre la technique des "écrans gaz" et les techniques plus conventionnelles.

Bien que les études techniques du programme d'essais aient été faites en référence au réacteur ST LAURENT I, l'offre a été étudiée pour un réacteur de type AGR pour profiter de la possibilité que nous avons d'utiliser un dossier existant.

De ce fait, il a été convenu de n'indiquer dans l'offre que des prix estimatifs et de proposer un certain nombre d'études et d'essais complémentaires nécessaires pour éprouver la sûreté du système de protection thermique dans le cas d'un réacteur AGR.

Les prix ont été calculés par DEUTSCHE BABCOCK & WILCOX, à partir des plans de principe étudiés par SOCIA. Le prix global obtenu, soit 2 900 DM/m<sup>2</sup>, pourra être comparé utilement avec celui des systèmes d'isolation conventionnelle.

Il faut noter à ce sujet que le système de protection, objet de cette offre, comprend à la fois le calorifuge et le système d'évacuation des calories (lequel dans les réacteurs existants, se trouve soudé sur le côté extérieur de la peau d'étanchéité) et les échangeurs de chaleur (soufflantes exclues). Il faut donc en tenir compte dans une comparaison de prix.

Cet avantage supplémentaire des écrans gaz n'existe que dans la mesure où on ne décide pas, malgré tout, de placer pour des raisons de sécurité un circuit de refroidissement classique sur la peau.

Le prix relativement bas auquel on aboutit devrait encourager à poursuivre des essais en vue de développer davantage cette technique.

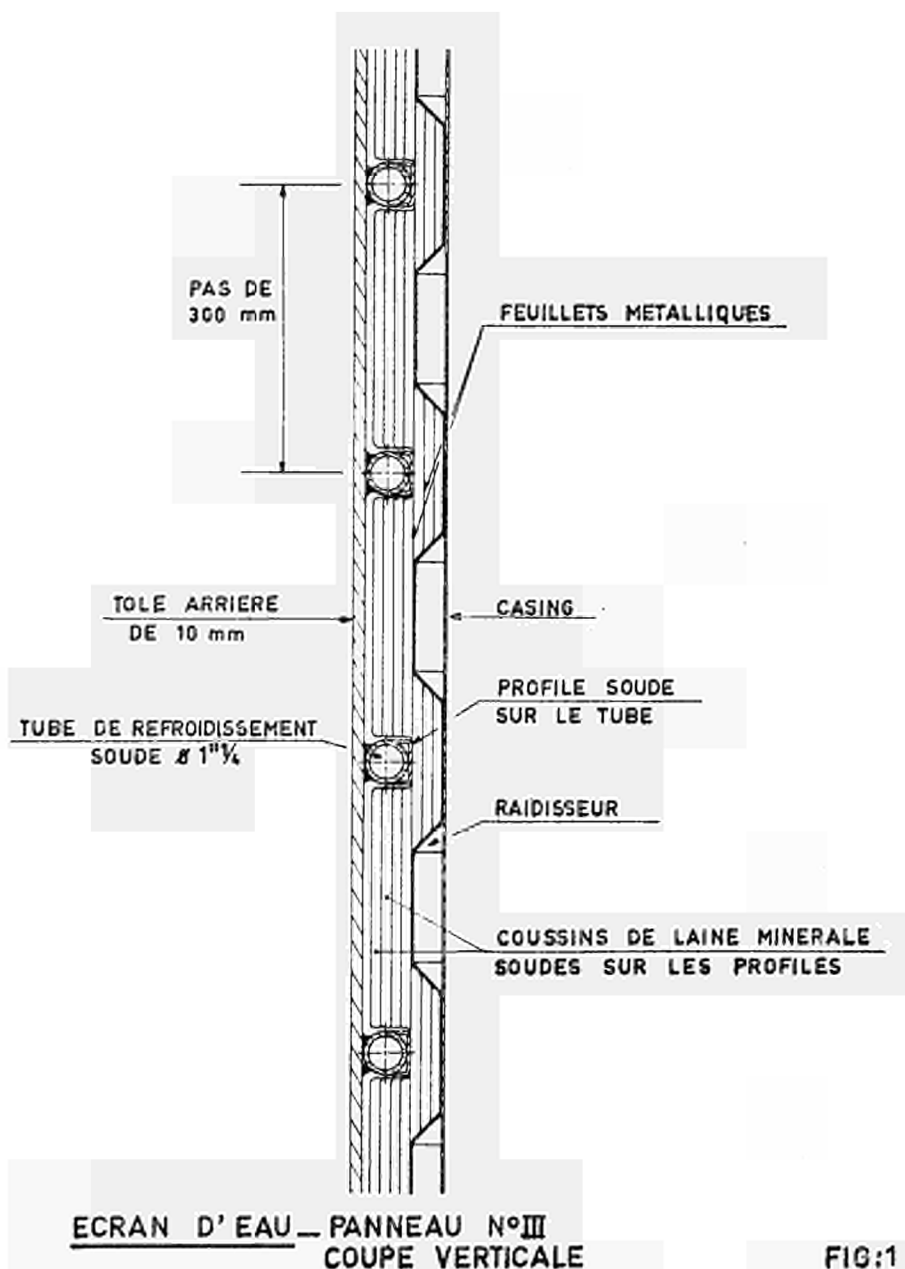


FIG.1

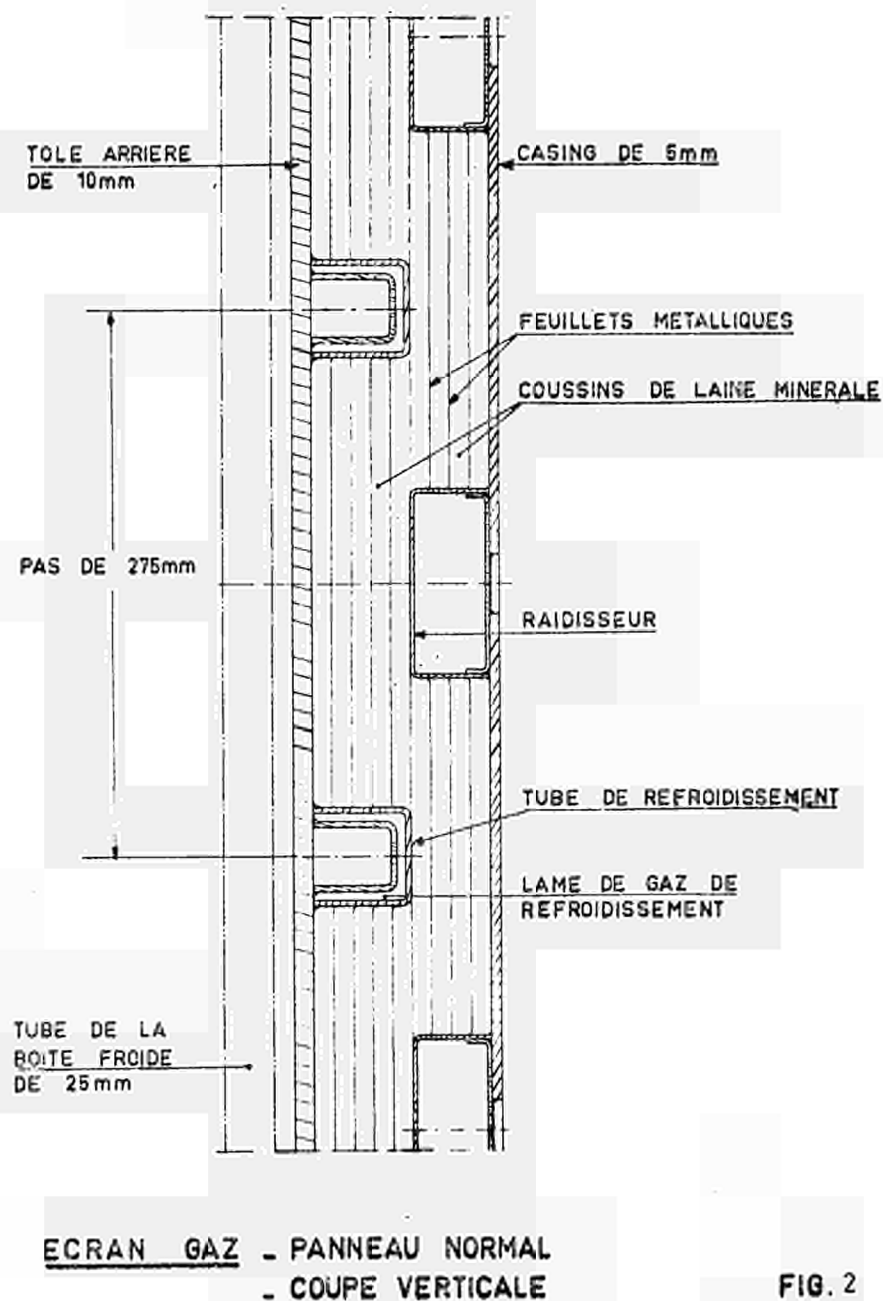


FIG. 2

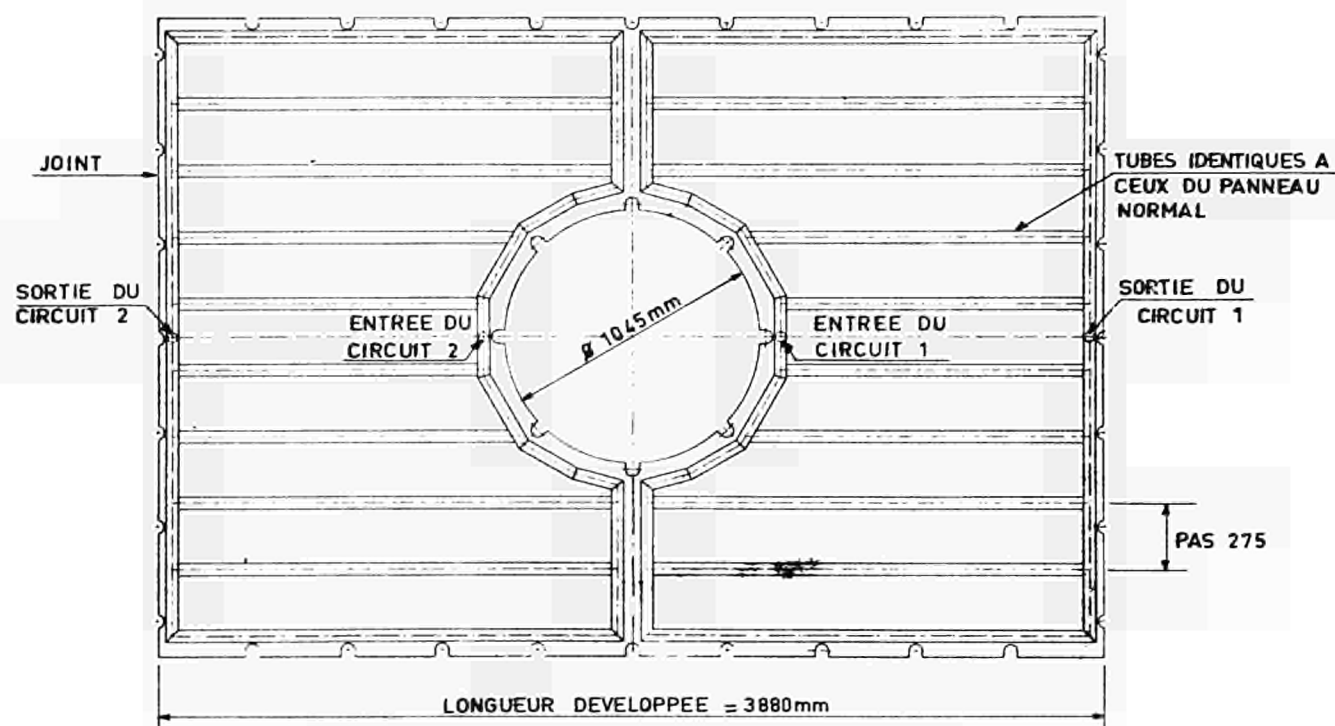
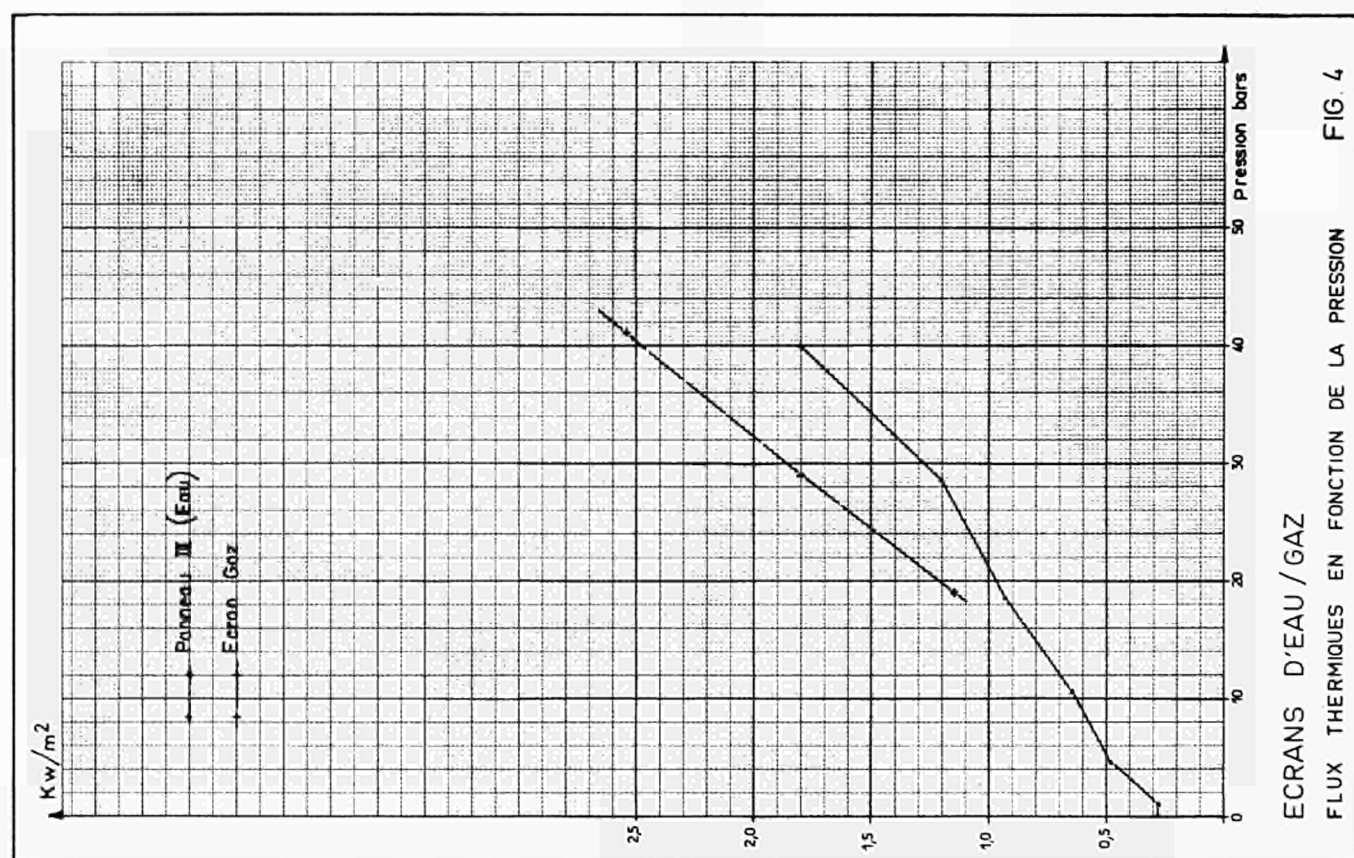
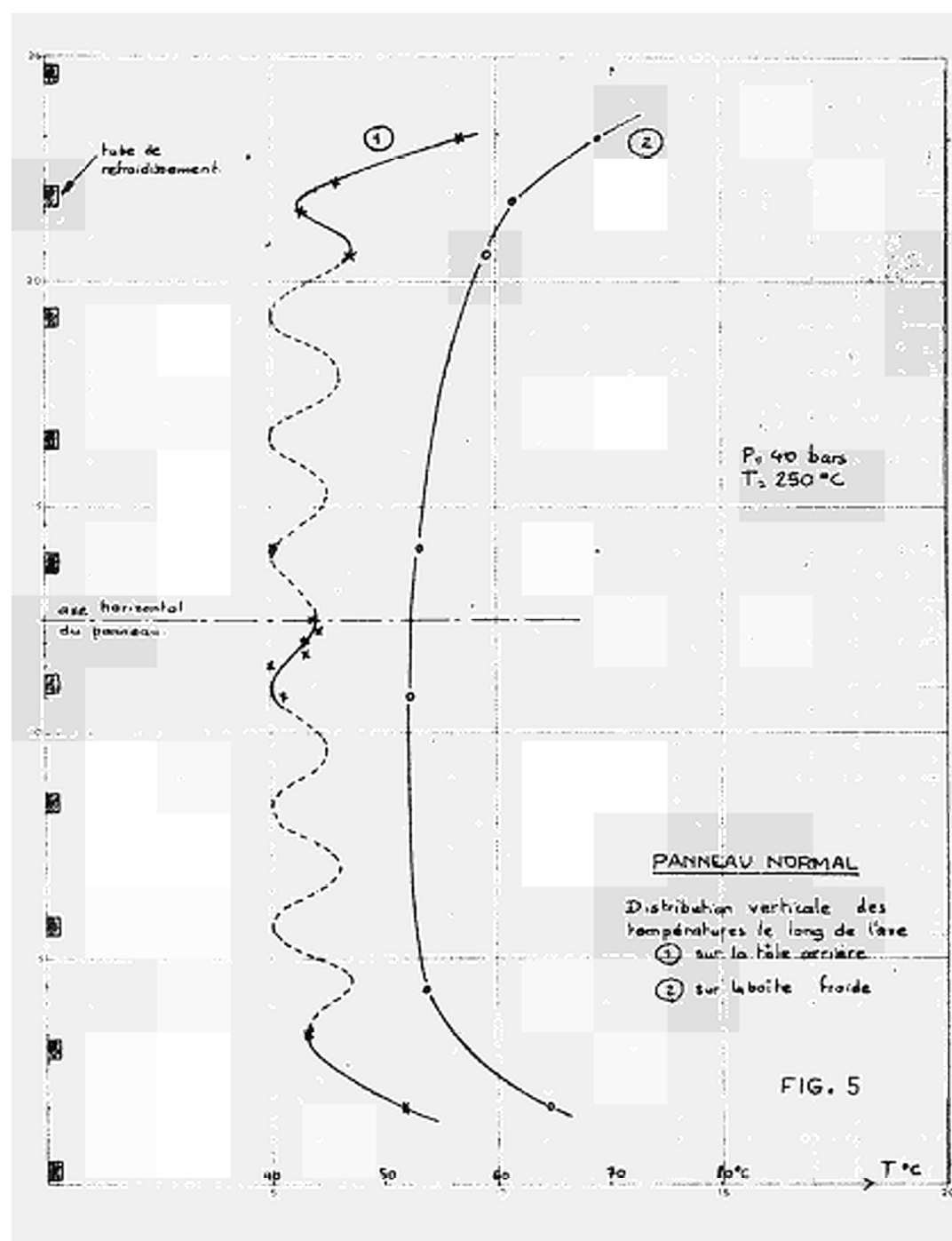


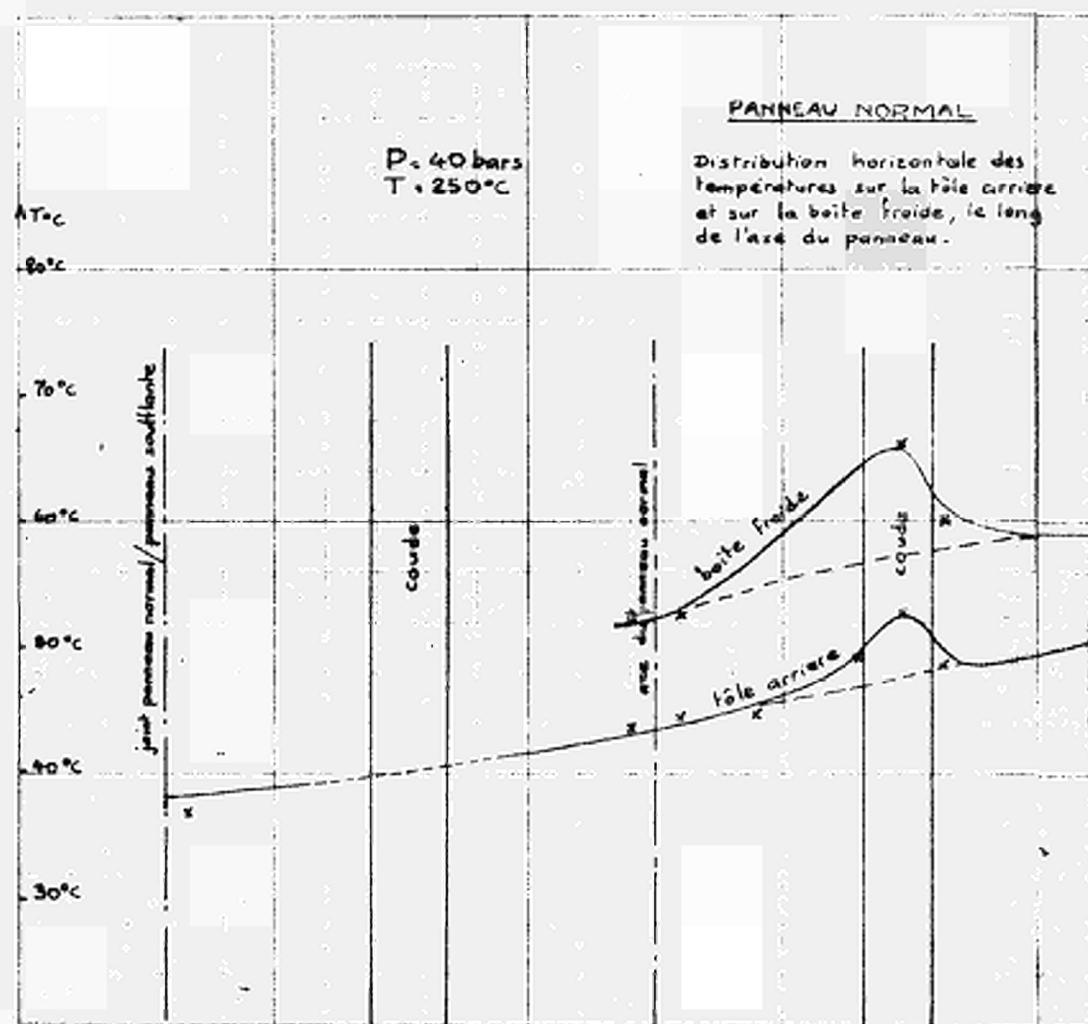
FIG. 3

ECRAN GAZ - PANNEAU DE SOUFFLANTE  
ELEVATION









**PANNEAU SOUFFLANTE**

Distribution horizontale des températures sur la tôle arrière le long de l'axe du panneau.

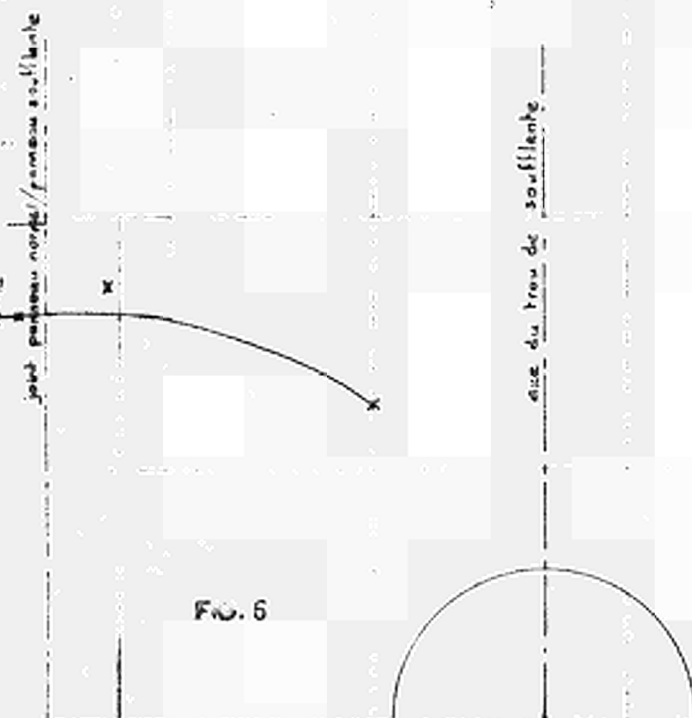
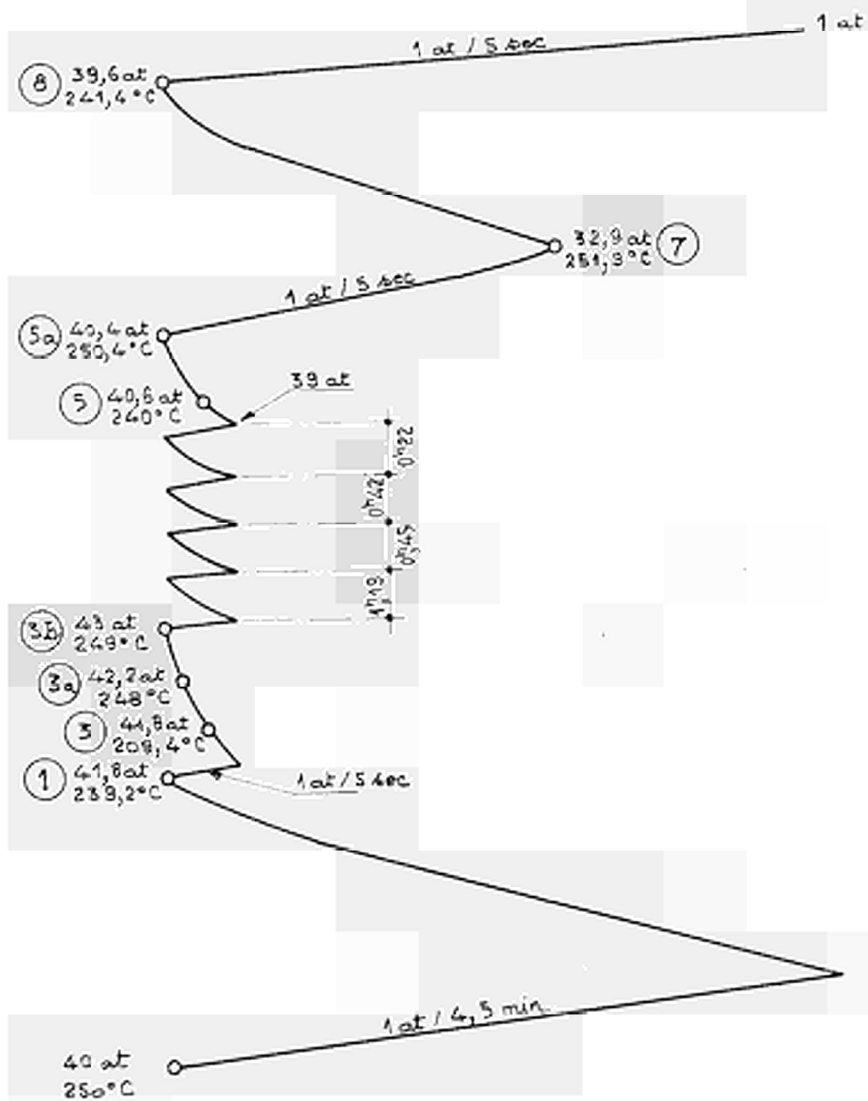


FIG. 6



PROGRAMME D'ESSAIS EN REGIME TRANSITOIRE

FIG. 7

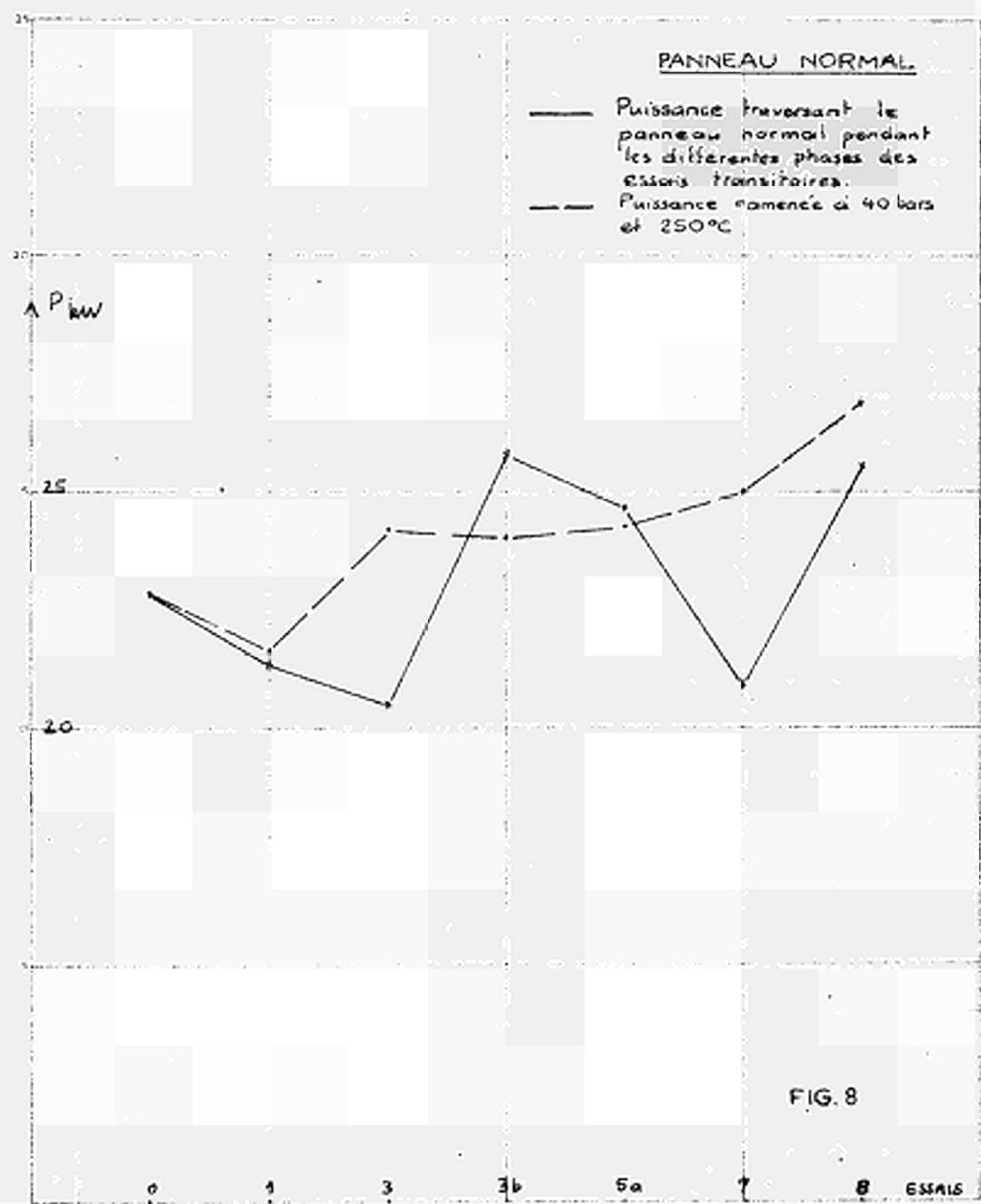
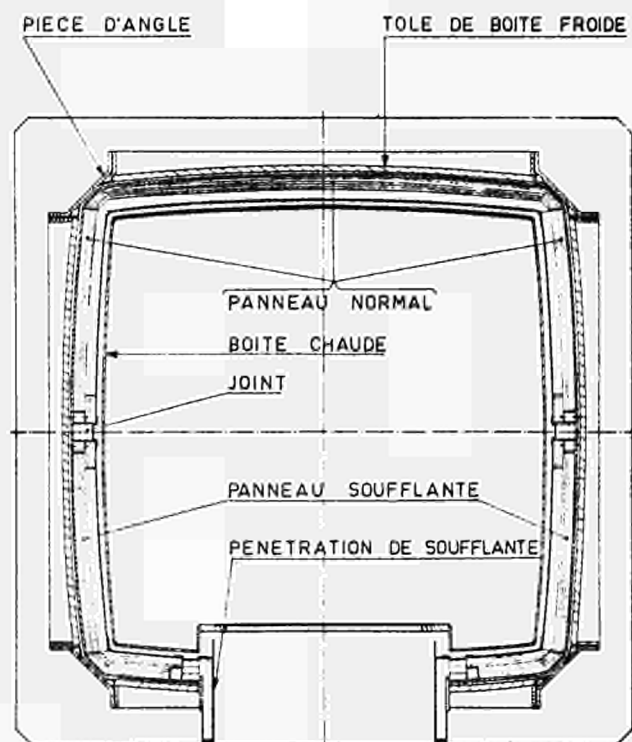
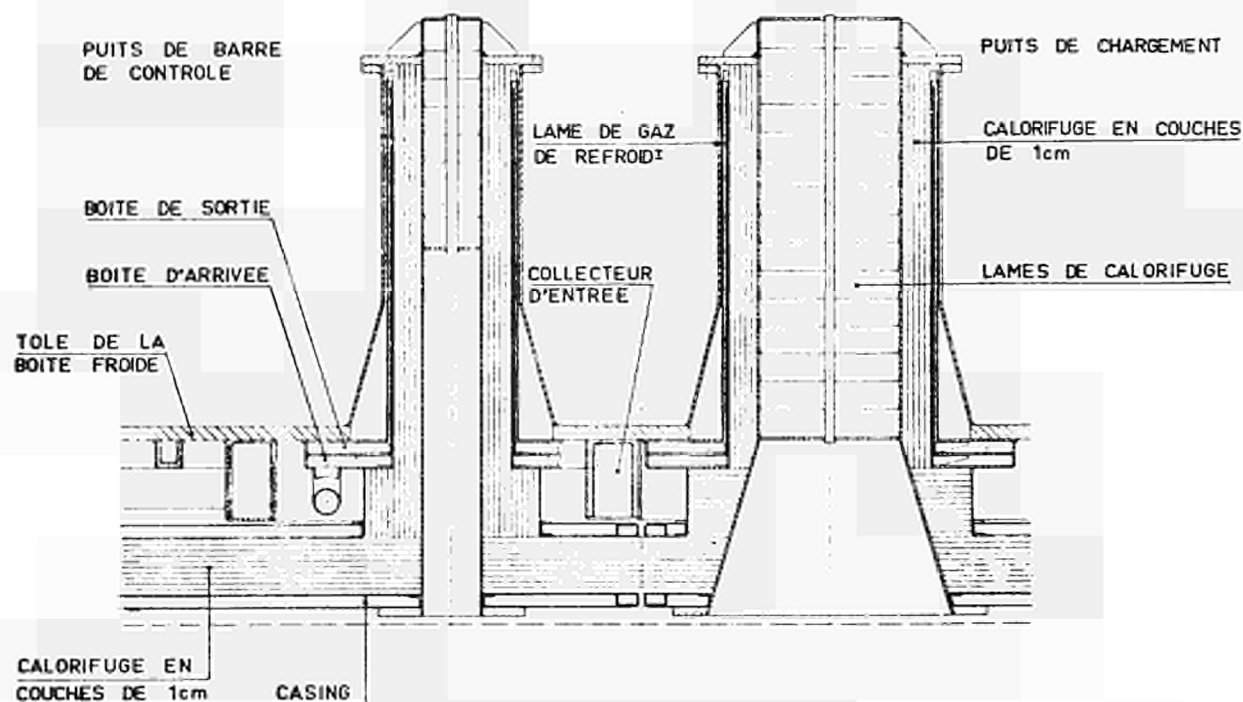


FIG. 8



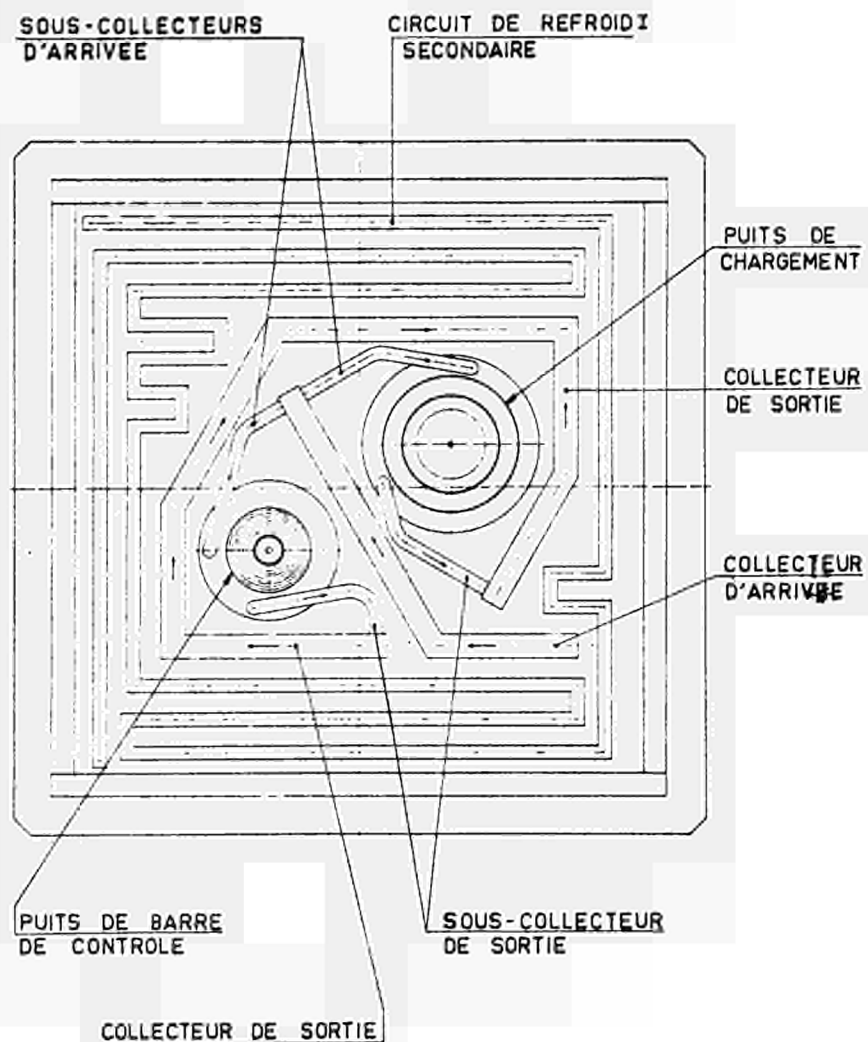
ECRAN GAZ - COUPE HORIZONTALE DE LA BOITE

FIG. 9



ECRAN GAZ - PANNEAU DE CIEL  
- COUPE VERTICALE

FIG. 10



ECRAN GAZ - PANNEAU DE CIEL  
- COLLECTEURS D'ALIMENTATION

FIG.11

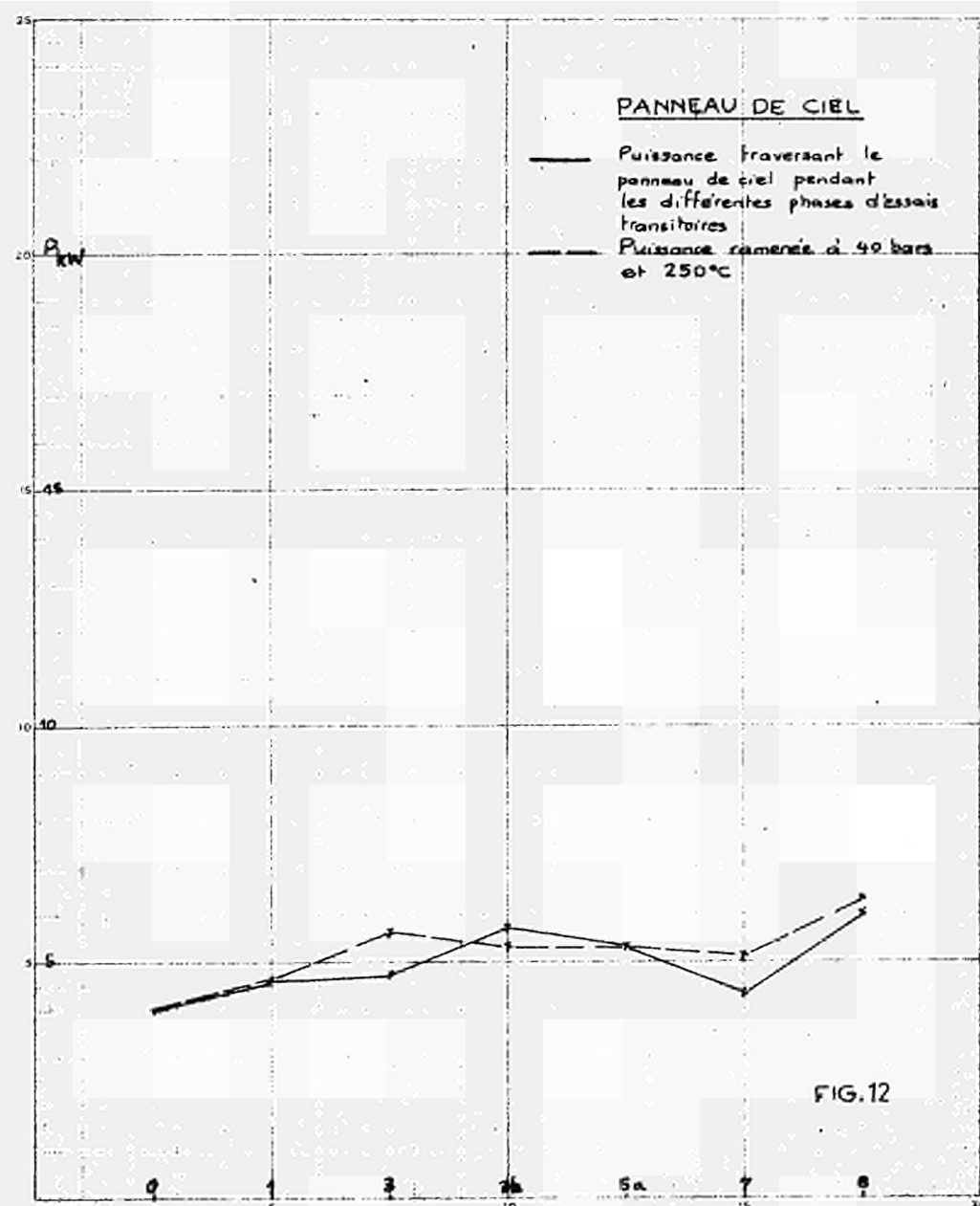
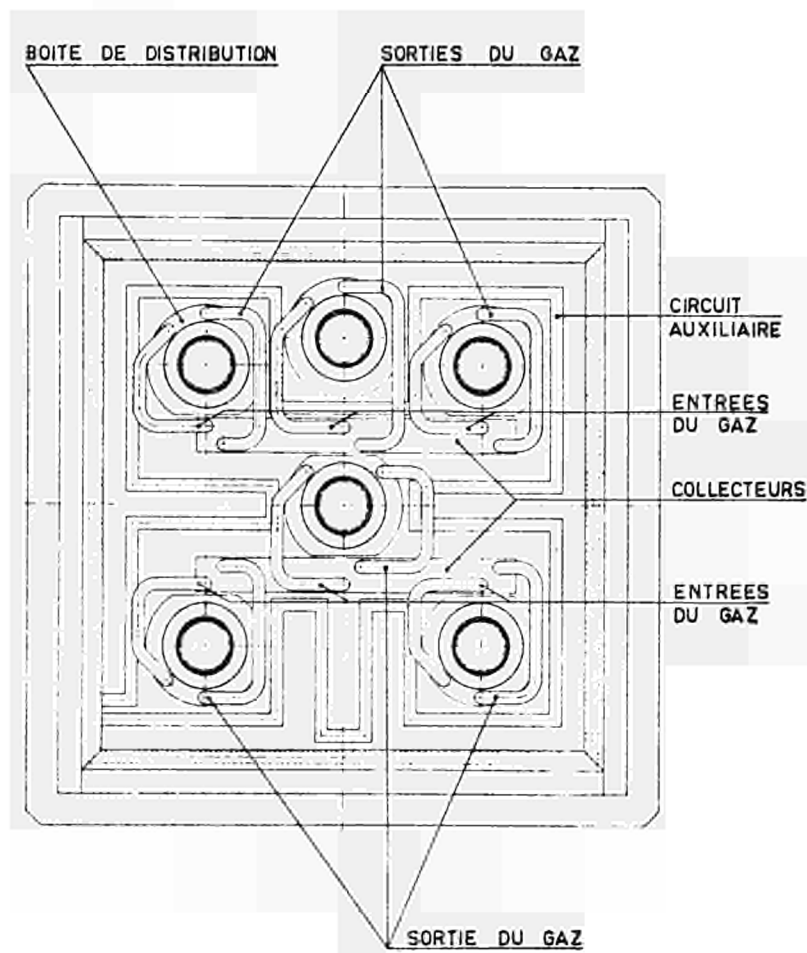
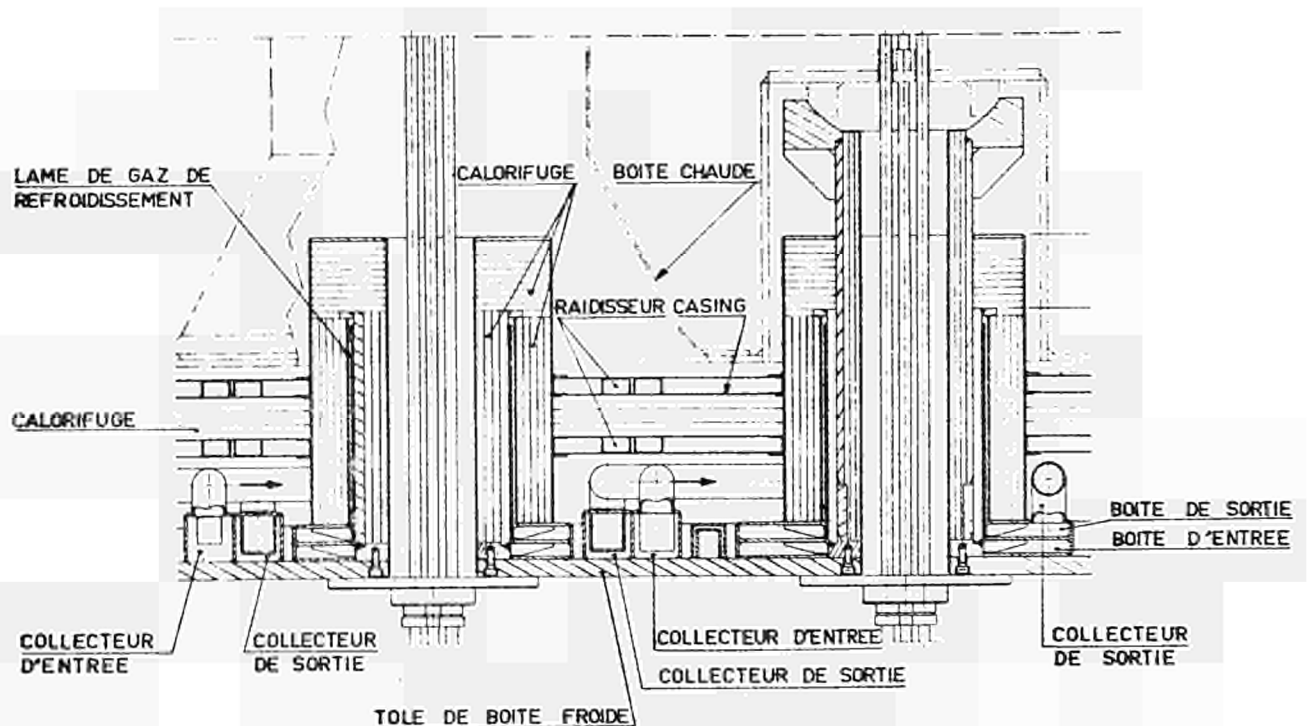


FIG.12



ECRAN GAZ - PANNEAU DE SOL  
- VUE EN PLAN

FIG.13



ECRAN GAZ - PANNEAU DE SOL  
- COUPE VERTICALE

FIG.14

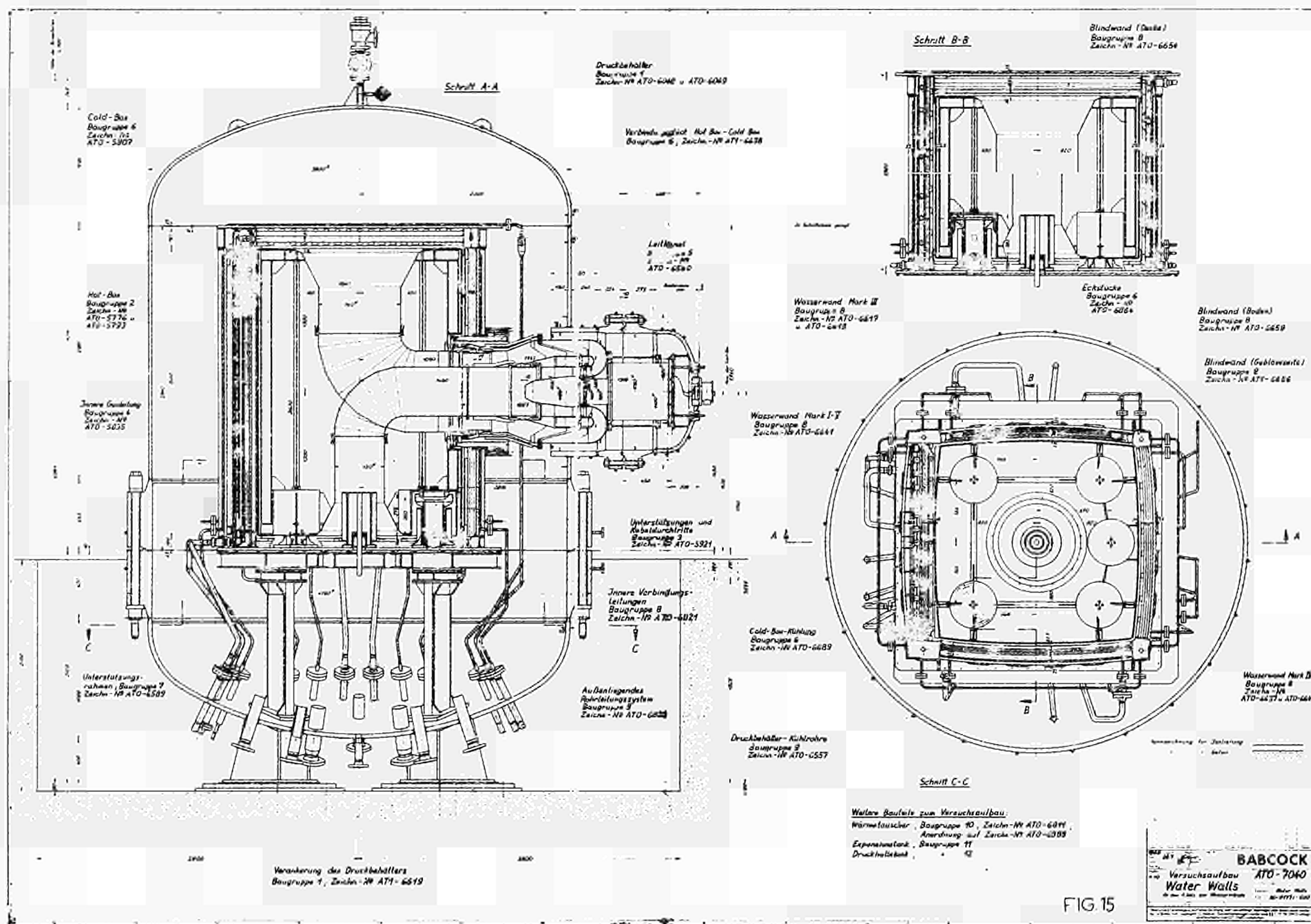


FIG. 15



WÄRMEISOLIERUNG SYSTEM KRUPP

F. BREMER

Fried. Krupp Universalbau

N° 34a



Herr Vorsitzender, meine Damen und Herren,

Ich bin etwas überrascht über diese Aufforderung, ich will ihr aber gerne folgen. Ich bin allerdings nicht in der Lage, Ihnen eine neue Art der fertigen Isolierung zu präsentieren und ich kann eigentlich nur das wiederholen, etwas ergänzen, was ich in diesem gleichen Kreise vor etwa zwei Jahren angedeutet habe. Ich hatte Ihnen damals berichtet, dass wir auf Grund von Wärmefluss-Untersuchungen im Hochofenprozess darauf gekommen sind, dass man eigentlich Stahlkugeln recht gut als Wärmeisolierung benutzen könnte. In einer groben Rechnung und in einem Versuch hatten wir festgestellt, dass bei einer losen Schüttung von Stahlkugeln eine Wärmeleitfähigkeit in der Größenordnung von  $0,4 \text{ Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$  erreichbar war. Meine Firma ist primär nicht daran interessiert, eine eigene Isolierung zu entwickeln. Auf der anderen Seite sind wir aber sehr daran interessiert, eine hochdruckfeste Isolierung in kürze zur Verfügung zu haben. Durch Marktbeobachtungen mussten wir feststellen, dass offenbar auf dem Gebiete nichts läuft, so dass wir uns vor einem halben Jahr entschlossen haben, dieses Problem nun selbst uns vorzunehmen. Es besteht also die Absicht, im Rahmen des Grundlagenforschungsprogrammes, das Herr Professor Jaeger vorgestern hier erläutert hat, und das von der deutschen Bundesregierung finanziert wird, diese Art der Isolierung nun industriereif zu machen. Wir haben in der Zwischenzeit einige weitere Laboruntersuchungen gemacht, und zwar sind wir abgewichen von der Stahlkugeln und haben Kugeln verwendet aus Hartporzellan bzw. aus hartgebrannten Tonmineralien, immer im Hinblick darauf, dass wir eine Druckfestigkeit benötigen, die einaxial mindestens  $150 \text{ Kg pro cm}^2$  beträgt für einen ganz bestimmten Reaktortyp. Ich überlasse es Ihrer Phantasie wofür. Wir hatten im Laborversuch mit Porzellankugeln von  $12 \text{ mm } \varnothing$  eine Wärmeleitfähigkeit gemessen von  $0,29 \text{ Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$ . Im Grossversuch in einem Druckbehälter, der  $5 \text{ m}$  Durchmesser hatte und etwa  $10 \text{ m}$  Höhe, haben sich diese Werte bestätigt. Sie lagen etwa  $10 \%$  niedriger,  $0,26 \text{ Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$ . Nun sind diese ganzen Untersuchungen bisher von uns mit hydraulischen Bindemitteln gemacht

Worden. Aber diese hydraulischen Bindemittel sind natürlich auf die Dauer nicht zu gebrauchen, und wir haben in unserem Programm keramische und chemische Binder zu benutzen. Die Oberflächentemperatur dieser Isolierung, wir benutzen einen heissen Liner, liegt also in der Grössenordnung von 300 °C und das Überschusswasser, das sowohl bei der keramischen Bindemasse als auch bei der hydraulischen Bindemasse vorhanden ist, wird in der Erhärtungsphase, die etwa bei 100 °C liegt, durch eine Vakuumbehandlung dem Bindemittel entzogen, so dass sich später im Betrieb kein Dampfdruck aufbauen kann und keine Beeinträchtigung der Wärmeleitfähigkeit auftritt. Das ist eigentlich alles, was ich Ihnen an positivem Material sagen kann. Nach dem Programm, das mit der Bundesregierung abgestimmt ist, werden wir etwa in 20 Monaten fertig sein müssen. Und ich habe vielleicht Gelegenheit bei der nächsten Tagung einen Abschlussbericht, wenn wir erfolgreich sein werden, was ich persönlich glaube aufgrund der Voruntersuchungen, geben zu können. Danke sehr.

20.11.1969

Diskussion - Discussion - Discussionne - Beraadslaging N° 32 à 34

M. Tytgat, Euratom : J'ai tout d'abord une question pour M. Dubois. J'aurais voulu savoir, étant intéressé aux réacteurs à haute température, si le composé particulier que le béton crée en atmosphère de  $\text{CO}_2$  pourrait être considéré comme stable, c'est-à-dire si ce béton stabilisé, introduit dans une atmosphère inerte d'hélium à des températures de l'ordre de  $300^\circ\text{C}$ , resterait stable ? Dans l'hélium d'un réacteur à gaz à haute température il y a une certaine quantité, mais très faible, de  $\text{CO}_2$  et de  $\text{CO}$ . Est-ce que ces impuretés pourraient éventuellement aider au maintien de la stabilité du béton calorifuge ?

Une autre question que j'ai à poser à M. Freour. J'aurais voulu avoir une idée de la vitesse du gaz dans les divers tuyaux de refroidissement et avoir une idée également de la quantité de gaz de by-pass qui doit circuler dans les tuyaux de refroidissement. Est-ce que cette circulation se fait simplement par la différence de pression introduite par la soufflante principale ou est-ce qu'il faut un circuit spécial de circulation des gaz. Quel est de plus l'ordre de grandeur de la consommation d'électricité des circulateurs ?

M. Dubois, CEA : Première question, stabilité des bétons sous hélium. Nous pouvons dire que le béton se comporte bien sous hélium car la plupart des irradiations de ces matériaux ont été faites sous hélium. Sauf ici, cas particulier, nous l'avons fait sous  $\text{CO}_2$  car nous savons que les bétons sous  $\text{CO}_2$  se comportent très différemment.

Deuxième question : En effet, je crois que c'est très bon s'il y a du  $\text{CO}_2$  dans l'hélium. Le béton s'améliorera et c'est un des procédés que nous pensons utiliser pour la stabilisation. Ce serait très compliqué à vous expliquer.

Je crois avoir répondu à vos deux questions. Je profite d'être ici pour dire à M. Bremer que nous faisons des études de conductivité thermique avec des billes d'acier et c'est le procédé de

protection thermique qui sera utilisé dans le bouchon tournant de PHENIX. Si cela peut lui rendre service, nous sommes à sa disposition.

M. Freour, Socia : En ce qui concerne les vitesses de gaz dans les tubes, elles ont été calculées à partir des essais que nous avons fait avec l'eau, de façon à avoir le même coefficient d'échange au contact du tube de refroidissement. Nous avons, dans le cas de l'eau, un coefficient d'échange d'environ  $1000 \text{ Kcal/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C h}$ , avec une vitesse de l'ordre de  $0,5 \text{ m/sec}$ . Nous avons conservé cette même valeur et nous avons obtenu pour le  $\text{CO}_2$  à 40 bars le même coefficient d'échange, en jouant sur la section avec des vitesses de  $5 \text{ m/sec}$ .

En ce qui concerne les débits, je n'ai pas les chiffres dans ce rapport, mais de mémoire je pense que pour des panneaux de  $2,50 \text{ m}$  de haut environ, avec un pas entre les tubes de  $400 \text{ mm}$ , le débit est de l'ordre de  $2,5 \text{ Kg/sec}$ . pour le panneau. Cette valeur ne dépend que de la hauteur, dans le cas des panneaux verticaux. Elle est indépendante de la longueur du panneau puisque chaque panneau est alimenté par des sous-collecteurs qui se trouvent sur les côtés du panneau, et quelle que soit la longueur du panneau, le débit est naturellement le même.

En ce qui concerne les soufflantes de circulation, j'ai indiqué brièvement tout à l'heure qu'elles n'ont pas été incluses dans l'étude. Il est prévu de faire circuler ce gaz à l'aide de soufflantes intégrées dans le circuit primaire, ce circuit primaire étant lui même normalement entièrement à l'intérieur du caisson, où se trouvent déjà tous les collecteurs et les échangeurs de refroidissement qui peuvent être posés à la partie inférieure du caisson entre les échangeurs primaires, par exemple, dans le cas d'une structure intégrée. On peut également envisager, mais l'étude n'a pas été poussée, de prélever une partie du débit des soufflantes principales pour l'envoyer dans les panneaux isolants. En ce qui concerne la fraction prélevée dans ce cas sur le débit principal, il est quasiment négligeable compte tenu des valeurs que je vous ai données pour un panneau.

Dr. Furber, The Nuclear Power Group : Mr. chairman, my questions concern the very interesting paper n° 33. No information in this paper was given concerning the permeability of the material. I would therefore be very interested to know what the permeability was in the normal and plane directions. I would also like to know what the conductivity of the material is in the plane of the foils or clothes and what is the diameter of the wire used in these clothes. Is there any corrosion allowance made in the sizing of the wire and the final, and the crucial question is : how much does it cost ? Thank you Mr. chairman.

M. Delort, CAFL : J'ai noté au passage je crois cinq questions. J'espère ne pas en avoir oublié. Les premières questions étaient relatives à la perméabilité du matériau. Des essais de mesure de perméabilité ont été effectués sur des maquettes d'environ 4 m sur 2 m. Les valeurs qui ont été trouvées sont les suivantes : dans le sens longitudinal :  $9 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$ ; dans le sens transversal :  $2 \cdot 10^{-12} \text{ m}^2$ .

La deuxième question était relative, je crois, au diamètre des fils. Les fils utilisés dans les toiles de la structure de Bugey ont un diamètre de 2/10 mm.

La troisième question était relative à la corrosion. Nous avons effectué dans nos laboratoires des essais de corrosion dans des autoclaves en présence de  $\text{CO}_2$  saturé de vapeur d'eau et de l'eau en phase liquide. Ces essais avaient pour but de déterminer, à partir de quelles limites, ou de quelle durée d'exposition il y avait lieu de craindre des corrosions. En fait, ces essais ont mis en évidence que pour l'ensemble du fonctionnement du réacteur, nous ne trouvions pas de conditions permettant d'avoir à craindre de corrosion sur les fils de l'acier. L'acier retenu, tant pour les fils que pour les tôles séparatrices, est de l'acier austénitique du type 304 L. Les corrosions que nous pouvions craindre étaient des corrosions sous contrainte. Ces essais ont mis en évidence que dans les conditions de température et de milieu que nous pourrions rencontrer dans le réacteur, il n'y avait pas lieu de craindre de telles corrosions. Le point serait à examiner de

façon beaucoup plus précise dans le cas de contact avec de l'eau en phase liquide, pour lequel les nuances à retenir pourraient être différentes. Pour le prix on pourra en reparler si vous le voulez, parce que c'est trop difficile de donner brutalement et comme cela un prix pour la structure calorifuge compte tenu du grand nombre de marchés différents qui ont été inclus dans l'affaire Bugey.

M. Terpstra, Euratom : Ik zou een vraag willen stellen, waarvan ik niet goed weet aan wie. Ik stel hem daarom maar rethorisch. De verschillende soorten isolatie systemen die wij kennen en waarvan er hier dezer dagen een aantal besproken is, onderscheiden zich op vele punten, maar komen op één punt overeen namelijk door het feit dat ze alle gescheiden worden van het reactor koelmiddel door een stalen "casing". In de zogenaamde "beproefde reactoren" stelt deze casing geen bijzondere problemen maar in het geval van de reactoren voor hoge temperatuur, en wel in het bijzonder die met een directe kringloop, ligt de zaak anders. Voor deze reaktoren moet de temperatuur van het koelgas 850 °C of zo mogelijk nog veel meer bedragen. Dit zijn temperaturen waarbij geen der gebruikelijke staalsoorten meer bruikbaar is voor de casing. Het hete-reactor koelgas moet namelijk van de reactor kern naar de gasturbines geleid worden door een stelsel van kanalen, die te gelijker tijd aan een zeer hoge drukgradient en aan de hoogste temperaturen van de gascyclus onderworpen zijn. Hoe moeten wij in dit geval het probleem van de casing oplossen ? Of moeten wij hier misschien een 100 % permeabele wand toepassen, met andere woorden, de casing weglaten ? Ik nodig de verschillende fabrikanten van reactorisolaties uit om hun gezichtspunten in deze naar voren te brengen.

Mr. Kinkead, Dragon Project : Mr. chairman, gentlemen, In Dragon we have recently been coming to this problem particularly for the direct cycle. There is a material that can stand some pressure difference and I think it ought to be mentioned at this meeting. In our opinion it has some promise, both as a ceramic liner for the internal gas passages and as an insulator.

This is a material that one would only use for the hot sections. The cool end of your cycle (below about 800 °C) could be insulated with the normal forms of insulation that we have been speaking about. For the high temperature zones mentioned by Mr. Terpstra I would be very interested if anyone here is also thinking of using as a structural and insulating material silicon nitride. It is available in both foamed and strong solid form, a ceramic. Thank you!

ISOLATION THERMIQUE DES CAISSONS, CUVES ET ELEMENTS DE  
REACTEURS NUCLEAIRES AU MOYEN DE STRUCTURES METALLIQUES  
GAUFREES  
(Calorifuge à lames de fluide)

J. DUPONT

Sud Aviation, Suresnes

N° 35



Les structures métalliques gaufrées que nous proposons pour calorifuger les composants, les cuves ou les caissons des réacteurs nucléaires, ont été développées pour isoler thermiquement les tubes de force du réacteur EL.4. Elles permettent de réaliser, par simple superposition de feuilles métalliques gaufrées sur les 2 faces avec des feuilles planes, des lames de fluide (gaz ou eau) d'épaisseur parfaitement calibrée, rigoureusement constantes et absolument indéformables dans le temps, quelles que soient les sollicitations prévisibles auxquelles elles peuvent être soumises (voir figure 1).

Il suffit, pour chaque problème particulier, de préciser la profondeur du gaufrage qui définit l'épaisseur des lames et le nombre de feuilles c'est-à-dire le nombre de lames à placer en série.

Les feuilles ainsi superposées peuvent glisser librement les unes sur les autres et encaisser les dilatations différentielles, voire même les déformations de la structure protégée, sans rompre la continuité des lames isolantes qui gardent en permanence une épaisseur constante.

#### Isolation thermique des canaux du réacteur EL.4

La première application industrielle des structures métalliques gaufrées concerne l'isolation thermique des canaux du réacteur EL.4.

On rappelle qu'il s'agit d'un réacteur prototype de 242 MW<sub>th</sub>, du type à tubes de force froids horizontaux, modéré à l'eau lourde et refroidi au CO<sub>2</sub> sous 60 bars.

Chaque canal, (il y en a 216) comprend :

- 1) Un tube intérieur mince en alliage Zr-Cu-Mo (zircalloy 30),  $\phi_i > 95$ ,  $\phi_e < 98,5$ ,  $e = 1,2 \pm 0,1$ , dit tube de guidage, dans lequel sont disposés les éléments combustibles et qui est parcouru par le CO<sub>2</sub>.

Température d'entrée du gaz : 260°C

Température de sortie du gaz : 500°C

- 2) Un tube extérieur en zircalloy 2,  $\varnothing_1 = 107,7 \pm 0,3$  ;  $e = 3,2 \pm 0,2$ , dit tube de force, car conçu pour résister à la pression du gaz, et dont la face extérieure est en contact avec l'eau lourde. Ce tube doit rester froid ( $T < 100^\circ\text{C}$ ), il est donc séparé du tube de guidage chaud par un isolant thermique disposé dans l'espace annulaire séparant les 2 tubes.

Cet isolant a été défini par la section des techniques avancées au C.E.A. à Saclay puis mis en oeuvre industriellement par S.A. Il est constitué de 3 éléments qui sont respectivement, quand on va du tube de guidage chaud vers le tube de force froid : (voir fig. 2 et 2 bis)

- a) d'une double gaine de tissu de silice de  $2 \times 0,5$  mm d'épaisseur, emmanchée sur le tube de guidage.
- b) d'une bande gaufrée double face de 0,3 mm d'épaisseur en alliage Zr-1,6 Cu enroulée en hélice sur la gaine de silice et agrafée latéralement de manière à constituer un tube souple et résistant. Le gaufrage est obtenu par emboutissage d'empreinte sphériques (pas 11 x 17) donnant au ruban une épaisseur totale de 3,2 mm.
- c) d'une frette également en Zr-1,6 Cu de 0,1 mm d'épaisseur enroulée serrée en hélice sur le ruban gaufré.

Cet ensemble permet de limiter à moins de  $1 \text{ W/cm}^2$  la densité de flux moyenne qui transite dans le modérateur ( $\text{D}_2\text{O}$ ) dont la température est maintenue à  $60^\circ\text{C}$  (on rappelle que les canaux sont horizontaux)

Compte tenu de l'écrasement de la silice sous la pression des empreintes sphériques, de la déformation du ruban lors de son enroulement, de la pénétration de la frette dans le gaufré, l'épaisseur totale du calorifuge installé est de 3,5 mm.

Cette structure résulte d'une étude systématique qui a été entreprise dès 1962-1963 par le C.E.A. (STA) au cours de laquelle on a recherché expérimentalement l'influence des principaux paramètres agissant sur la conductibilité thermique globale :

- hauteur du gaufrage
- pas du gaufrage
- épaisseur des toles
- jeux de montage
- nombre de couches de tissu de silice
- interposition de frettes

Elle a été sélectionnée après que l'on eut abandonné successivement les rubans métalliques plissés (à cause de leur absorption trop élevée) puis la silice pulvérulente compactée obtenue par dépôt au pistolet, sur le tube de guidage, de poudre de silice en suspension dans un mélange binaire acétone-camphre. Après décamphrage sous vide ce composite était introduit dans une enveloppe en alliage de magnésium et passé à la filière. Cette solution, dite trisole, a été abandonnée par suite de son extrême sensibilité à toute trace de vapeur d'eau.

Il ne nous appartient pas de présenter dans ce rapport l'ensemble des résultats expérimentaux obtenus par la STA ainsi que leur interprétation. A titre indicatif on a reproduit sur les figures 3 et 4 jointes des résultats globaux donnant la variation de la densité du flux de fuite en fonction de la température du tube de guidage. Il y a toutefois lieu de noter que les résultats ont été améliorés de 25% en remplaçant, lors de l'équipement des tubes de série, le tissu de silice par de la gaine. Cette modification a permis de réduire le flux de fuite moyen de 1,25 à 1 W/cm<sup>2</sup>.

La figure 5 donne un autre exemple qui ne se rapporte pas directement au programme EL.4; il faut plutôt le considérer comme une extension vers d'autres applications : la gaine de silice a été supprimée et la structure isolante est composée de 2 couches de ruban gaufré superposées, d'un ruban lisse intermédiaire et une frette (4 lames de gaz).

#### Mise en oeuvre

La mise en oeuvre de la structure isolante décrite ci-dessus a été confiée à SUD-AVIATION. Pour effectuer industriellement une telle opération on a utilisé un tour parallèle de 7 m de long (les canaux à équiper mesuraient 4,80 m) et conçu un outillage qui, fixé sur le tour à la place de la poupée porte outil et entraîné dans un mouvement de translation parallèle à l'axe du tube de guidage, permettait de réaliser simultanément les opérations de gaufrage, d'enroulement et de sertissage (voir fig. 6 et 7) sans déformation du tube. Cet outillage permettait de plus de régler à volonté la profondeur du gaufrage donc l'épaisseur du calorifuge. Ceci était nécessaire afin de pouvoir respecter la tolérance imposée de + 0 ; + 0,5 mm sur le diamètre extérieur du canal équipé alors que les tubes de guidage en zircalloy 30 étaient livrés avec un diamètre extérieur compris entre 97,2 et 98,5 mm.

Proposition d'isolation thermique pour la cuve de sécurité du réacteur Phénix

Les structures gaufrées ayant donné satisfaction dans le cas du réacteur EL.4, il était logique d'envisager leur développement pour d'autres applications et en particulier chaque fois qu'une structure métallique est recherchée. Ceci explique que dès la fin de l'année 1967 SUD-AVIATION se soit intéressé au problème particulier de l'isolation thermique de la cuve du réacteur à neutrons rapides actuellement en construction en France : Phénix.

Le dessin du calorifuge de la cuve Phénix repose sur deux impératifs contradictoires.

- 1) être un très bon isolant jusqu'à 560°C (température du sodium à la sortie du coeur) de façon à réduire les pertes thermiques en fonctionnement normal. Cette première condition est évidemment celle que l'on demande à tous les calorifuges.
- 2) être perméable à la chaleur au delà de 500°C afin qu'en cas d'accident entraînant l'arrêt du refroidissement du réacteur, la puissance résiduelle dégagée par le coeur après chute des barres puisse être évacuée en totalité à travers les parois de la cuve sans que le sodium atteigne sa température d'ébullition.

En se fixant des valeurs de référence précises, c'est-à-dire :

- 1) un flux de fuite en régime de fonctionnement normal (température du sodium : 400 - 560°C) inférieur à une certaine valeur donnée ( $q \ll 500 \text{ KW}$ ).
- 2) des densités de flux de fuite sur les parois latérales et le fond de la cuve supérieures à celles qui correspondent au dégagement de la puissance résiduelle (1700 KW) pour la température maximale admise (750°C) soit  $q_h \geq 3300 \text{ W/m}^2$  sur les parois latérales  
 $q_h \geq 2100 \text{ W/m}^2$  sur le fond,

nous avons montré, par le calcul, qu'une structure à lames de gaz (voir fig. 1) obtenue par superposition de feuilles minces en acier inoxydable gaufrées recto-verso, alternées avec des feuilles planes, pouvait résoudre le problème posé, non seulement du point de vue thermique mais aussi du point de vue fabrication et mise en oeuvre, compte tenu des importantes dilatations différentielles qui seront mises en jeu.

Le choix définitif de la structure repose sur une série de compromis. En effet, pour augmenter le flux de rayonnement à haute température (régime d'accident) on a intérêt à réduire le nombre d'écrans donc de feuilles intercalaires. Par contre, pour respecter la première condition (flux de fuite faible à 400 - 560°C) il faudrait l'accroître. On aboutit ainsi à un compromis qui donne une structure qui n'est ni totalement transparente à haute température (750°C) ni parfaitement isolante pour les températures normales de fonctionnement (400 et 560°C) mais qui satisfait toutefois aux conditions imposées.

De même, puisque les conditions de travail (1 bar dans l'azote) ne mettent pas en jeu de transferts par convection naturelle, on aurait intérêt à augmenter la profondeur du gaufrage afin de réduire les pertes par conduction qui, à 400°C, sont du même ordre de grandeur que les pertes par rayonnement. (Leur importance relative diminue au fur et à mesure que la température croît). Là encore, on aboutit à un compromis qui tient compte des possibilités d'emboutissage.

Finalement nous avons proposé pour réaliser l'isolation thermique de la cuve Phénix une structure composée de 3 feuilles en acier inoxydable de 0,3 mm d'épaisseur, gaufrées recto-verso, alternées avec 2 feuilles planes, également en acier inoxydable de même épaisseur, la profondeur du gaufrage étant de 6 mm (voir fig. 8).

Cette structure, obtenue par le calcul, a ensuite été testée dans une installation conçue pour recevoir des éprouvettes de 2 x 1 m dans les conditions Phénix. Les essais effectués en janvier et février 1969, en atmosphère d'air, ont vérifié la validité de la solution proposée. Nous reproduisons sur les figures 9 et 10 les principaux résultats obtenus :

figure 9 : flux de fuite en fonction de la température de la plaque chauffante simulant la cuve principale.

sur le graphique on a montré 3 résultats d'essais en position horizontale avec le calorifuge au dessous de la plaque chauffante.

figure 10 : variation de la conductibilité thermique équivalente  $\lambda_e$  en fonction de la température moyenne :  $\frac{1}{2}(\bar{T}_c + \bar{T}_p)$

$\bar{T}_c$  = température de la face chaude du calorifuge

$\bar{T}_p$  = température de la face froide du calorifuge

Il est bien entendu, par suite de la conception même du calorifuge, que la valeur de  $\lambda_e$  n'est valable que pour les conditions de fonctionnement réalisées dans la maquette.

### Fabrication et mise en oeuvre

Nous avons vu précédemment, avec l'exemple des canaux EL.4, qu'on disposait d'une méthode très pratique et élégante pour protéger des tubes de faible diamètre : on enroule un ruban gaufré en hélice en autant de couches que l'on veut obtenir de paires de lames de gaz.

Pour protéger une cuve du type Phénix ( $\emptyset \sim 12$  m,  $H \sim 12$  m) il est préférable de tapisser la surface à isoler de feuilles préalablement découpées que l'on dispose une à une les unes sur les autres, alternativement gaufrées et planes. Dans une même couche, la continuité des lames est assurée à la fois par le recouvrement des bords latéraux non gaufrés et par celui des feuilles planes dont les dimensions sont légèrement supérieures à celles des feuilles gaufrées. D'une couche à l'autre on peut disposer les feuilles en quinconce afin d'assurer un parfait recouvrement.

Une fois définies les caractéristiques de la structure :

- nombre de feuilles
- profondeur du gaufrage

on peut, pour les disposer correctement, soit utiliser la méthode des lés superposés pendus uniquement à leur niveau supérieur et descendant sans interruption jusqu'en bas de la paroi à recouvrir, soit utiliser des feuilles carrées ou rectangulaires maintenues par des goujons régulièrement disposés sur la paroi. Cette dernière méthode est celle que l'on utiliserait pour Phénix.

Qu'il s'agisse de lés ou de panneaux rectangulaires, on obtient les feuilles de la même façon à partir d'un feuillard standard livré en rouleau que l'on emboutit en continu dans une machine conçue à cet effet, équipée d'une cisaille qui coupe automatiquement les feuilles gaufrées à la dimension voulue.

On voit donc que seule la largeur des feuilles ou des lés est imposée (par la largeur du rouleau et les capacités de la machine) et que l'on reste maître de la 2ème dimension. Ceci est particulièrement intéressant car permet de choisir la longueur des feuilles qui semble la mieux adaptée au problème posé, compte tenu des conditions de montage.

La disposition par feuilles élémentaires superposées, accrochées indépendamment les unes des autres par des goujons, autorise les déplacements relatifs sans altération des caractéristiques géométriques donc des performances de l'isolant. Le problème difficile des dilatations différentielles est donc résolu. De plus, le matériau, l'épaisseur des tôles et les traitements de surface peuvent être choisis en fonction des conditions d'ambiance, il suffit uniquement que l'emboutissage soit possible. Il en résulte que le problème de la corrosion est également résolu.

Une précaution doit être prise dans la mise en oeuvre de ces structures gaufrées. En effet, pour qu'elles puissent remplir correctement leurs fonctions, il faut que les feuilles soient partout appliquées les unes sur les autres avec une pression dosée afin de respecter l'épaisseur des lames de fluide et autoriser les déplacements relatifs sans contraintes. Pour satisfaire à ces 2 impératifs on entoure la structure d'un casing réalisé par des tôles épaisses (3 à 5 mm) rendues solidaires les unes des autres par des liaisons élastiques et sur lesquelles on exerce la force de pression nécessaire au bon fonctionnement de l'ensemble. Ce casing assure de plus la protection mécanique des feuilles.

#### Développement des structures gaufrées : application aux réacteurs à gaz et à eau

Si nous nous sommes assez longuement attardés sur les canaux du réacteur à eau lourde EL.4 et la cuve en acier inoxydable du réacteur à neutrons rapides Phénix, c'est que pour ces 2 cas particuliers nous avons des résultats expérimentaux intéressants à présenter. Mais il est bien évident que le domaine d'utilisation des feuilles gaufrées peut être étendu à d'autres domaines. Nous citerons pour exemple les structures et les échangeurs des réacteurs intégrés des filières graphite-gaz et AGR et les caissons en béton précontraint. Pour chaque cas particulier il suffit de définir correctement en fonction des conditions de travail (nature du fluide, pression, température) et des performances demandées :

- la profondeur du gaufrage qui définit très exactement l'épaisseur des lames.
- le nombre de feuilles gaufrées, c'est-à-dire le nombre de paires de lames.
- l'épaisseur des feuilles
- la nature du matériau.

Pour ces divers cas, les problèmes relatifs à la fabrication, à la mise en oeuvre et au montage de la structure isolante sont les mêmes que ceux qui ont été présentés dans les 2 paragraphes précédents, le fait d'augmenter le nombre de lames superposées ou de modifier leur épaisseur ne changeant en rien les principes exposés. Toutefois, dans le cas des pressions élevées il sera nécessaire de fermer les lames à leur partie supérieure ainsi que les trous de passage des goujons qui auraient pour effet défavorable de mettre les lames successives en communication et accroître le flux de fuite.

Une autre application intéressante des structures gaufrées est l'isolation thermique dans l'eau. En effet, pour les réacteurs de puissance des filières à eau (lourde ou légère) pressurisée ou bouillante, il peut être avantageux d'utiliser des lames d'eau pour protéger thermiquement des cuves ou des structures noyées.

Mais par suite des propriétés physiques du fluide, et en particulier sa conductibilité thermique élevée, on sera conduit, pour avoir une isolation efficace, à disposer en série un nombre relativement élevé de lames minces (1 à 2 mm d'épaisseur).

Des calculs simples qui demandent toutefois à être contrôlés par des expériences car on ne dispose pratiquement pas d'informations sur les échanges de chaleur par convection naturelle dans les cellules fermées remplies d'eau, ont donné les résultats approximatifs suivants, pour de l'eau à 290°C sous 85 bars.

Densité de flux (W/m <sup>2</sup> )	Nb. de lames d'eau	épais. des lames (mm)	$\lambda_e$ W/m°C
8000 < q <sub>h</sub> < 10.000	16	1,5	0,96 < $\lambda$ < 1,2
4000 < q <sub>h</sub> < 5.000	26	1,5	0,78 < $\lambda$ < 0,97
2000 < q <sub>h</sub> < 2.500	40	1,5	0,6 < $\lambda$ < 0,75

Comme chaque feuille gaufrée permet de réaliser 2 lames d'eau successives et que l'on peut choisir l'épaisseur des feuilles et la nature du matériau, on voit l'intérêt que présente la formule proposée pour ce type particulier d'application, valable aussi bien pour des surfaces planes ou cylindriques que pour des tubes horizontaux.

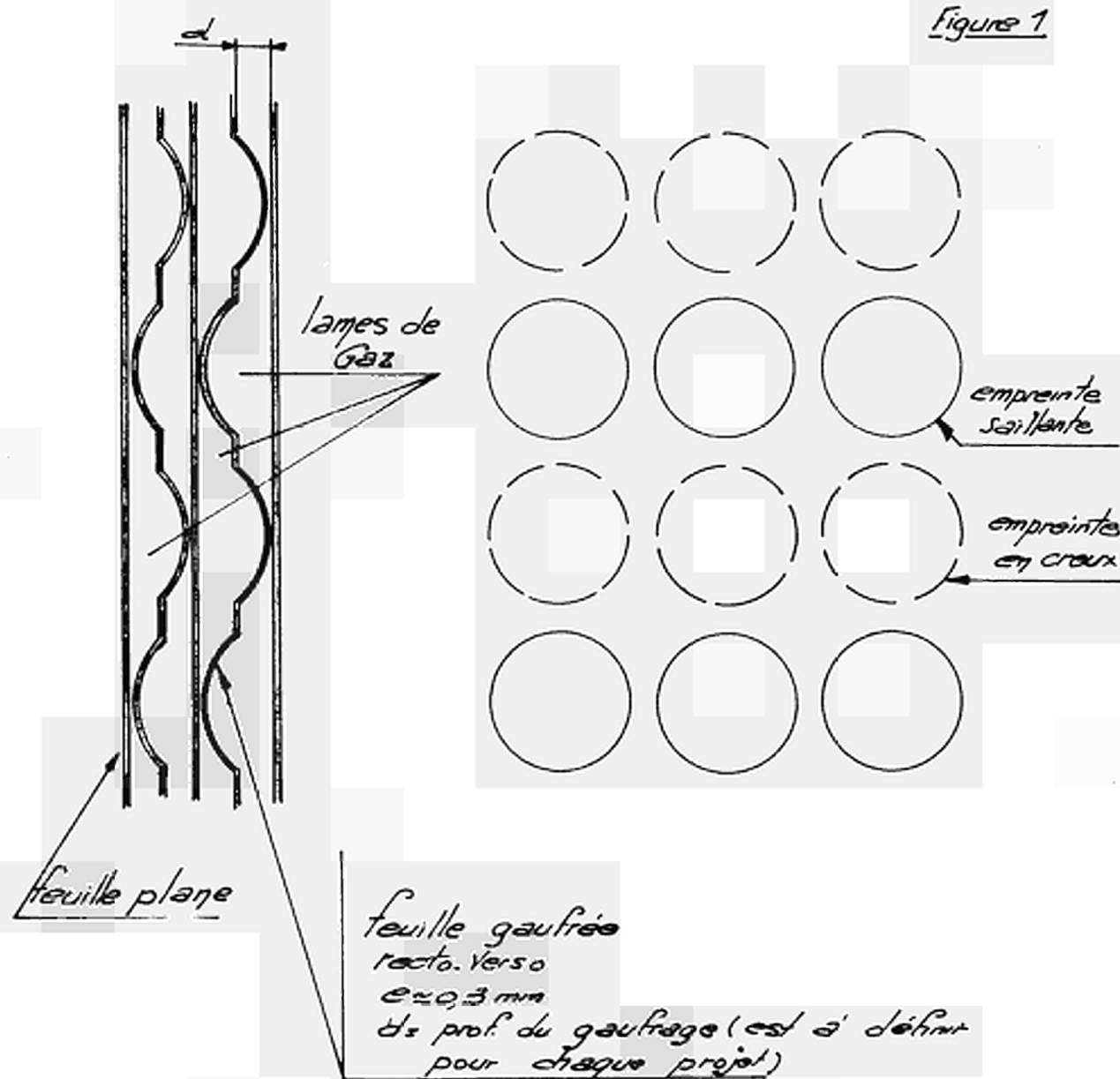
#### Conclusions

Les structures métalliques gaufrées permettent de résoudre de façon pratique et économique de nombreux problèmes d'isolation thermique, principalement dans le domaine nucléaire (réacteurs - cellules d'essais).

De telles structures ont été utilisées avec succès pour les tubes de force du réacteur EL.4 (eau lourde - gaz carbonique) ; leur validité a été vérifiée expérimentalement pour la cuve du réacteur Rapide Phénix. D'autres applications ont été envisagées, en particulier pour les éléments de supportage, les échangeurs et les caissons des réacteurs intégrés refroidis au gaz (graphite-gaz, AGR, HTGR). Signalons enfin que les réacteurs de puissance à eau, pressurisés ou bouillants, devraient conduire à un nouveau développement.



Figure 1



Isolation thermique par structure métallique  
à lames de Gaz  
(feuilles gaufrées)

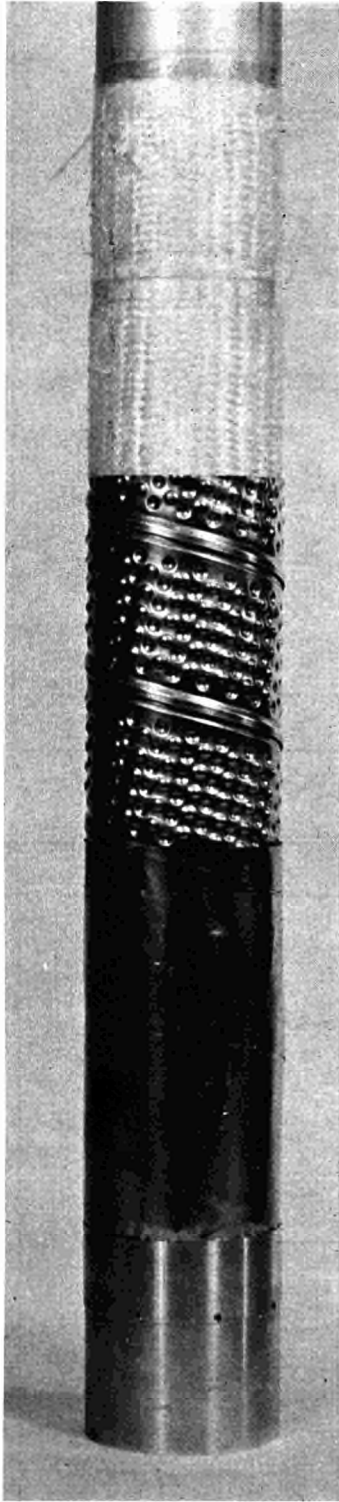


FIG. 2

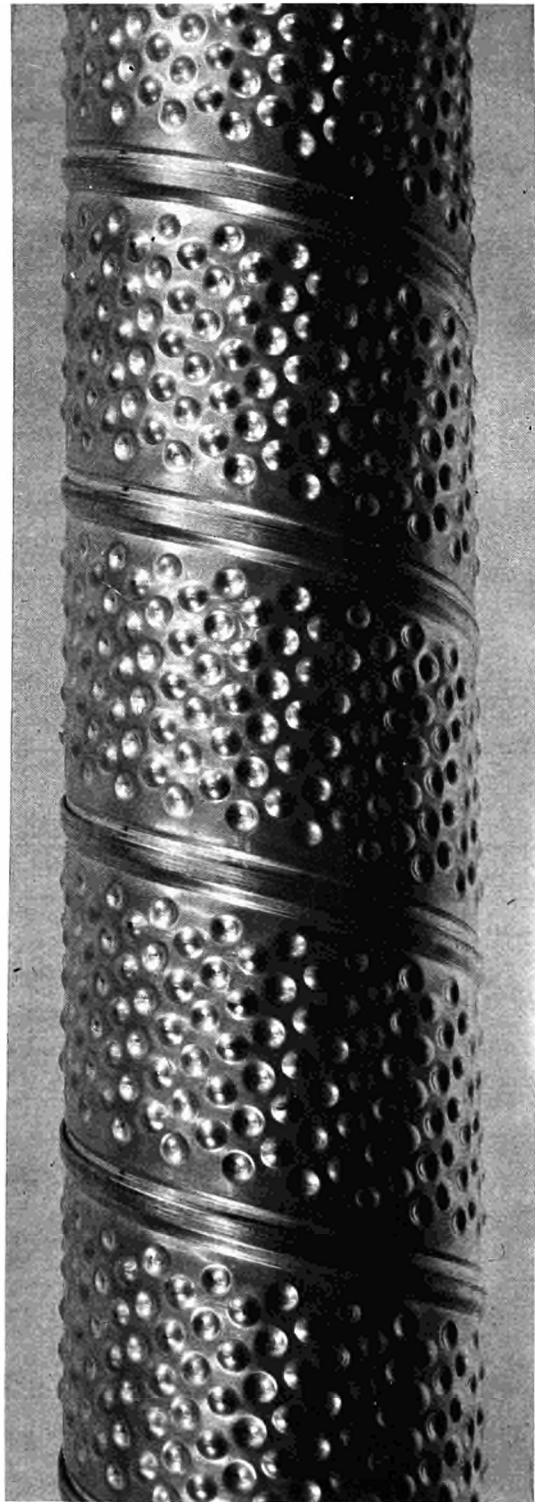
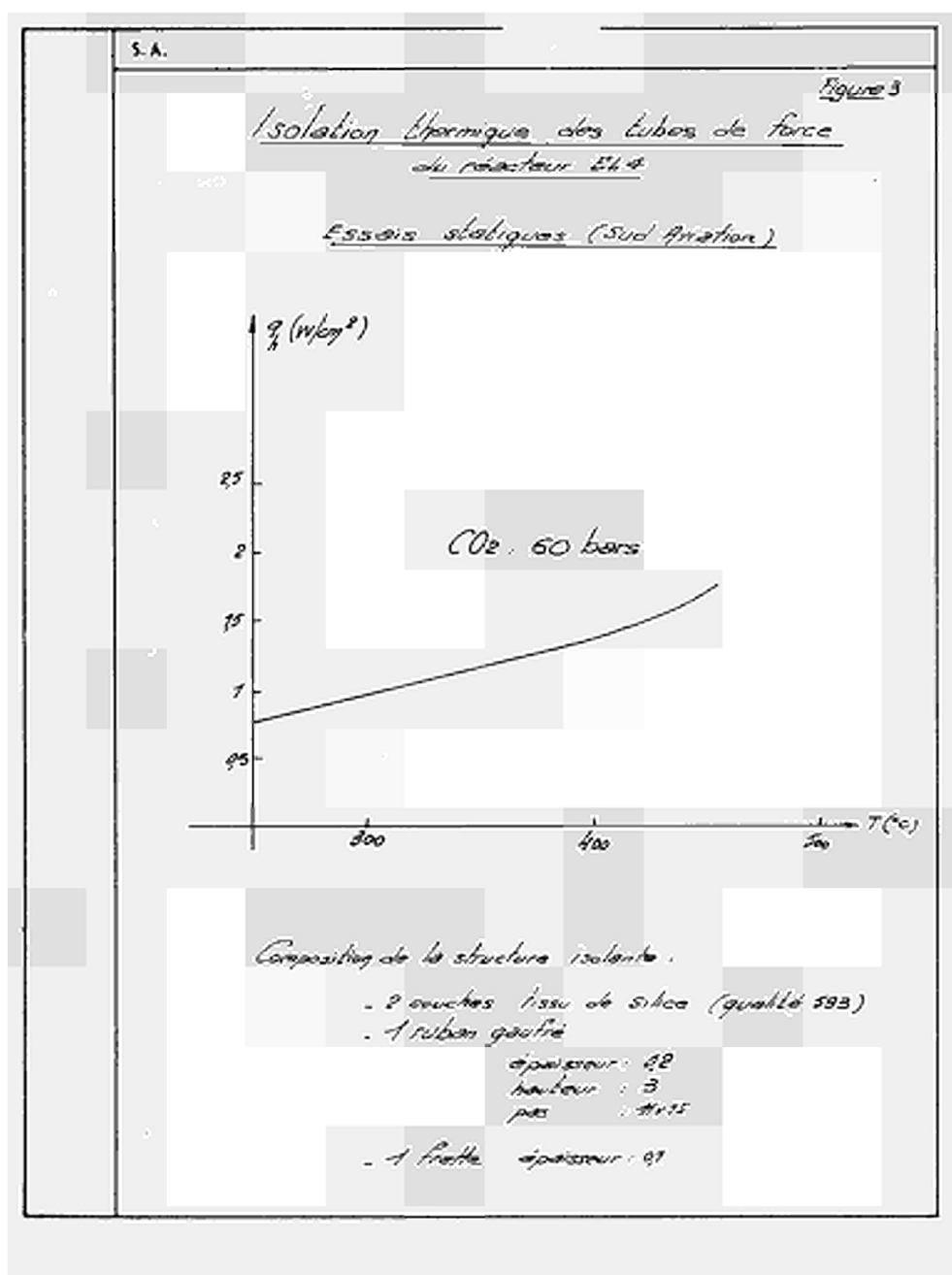
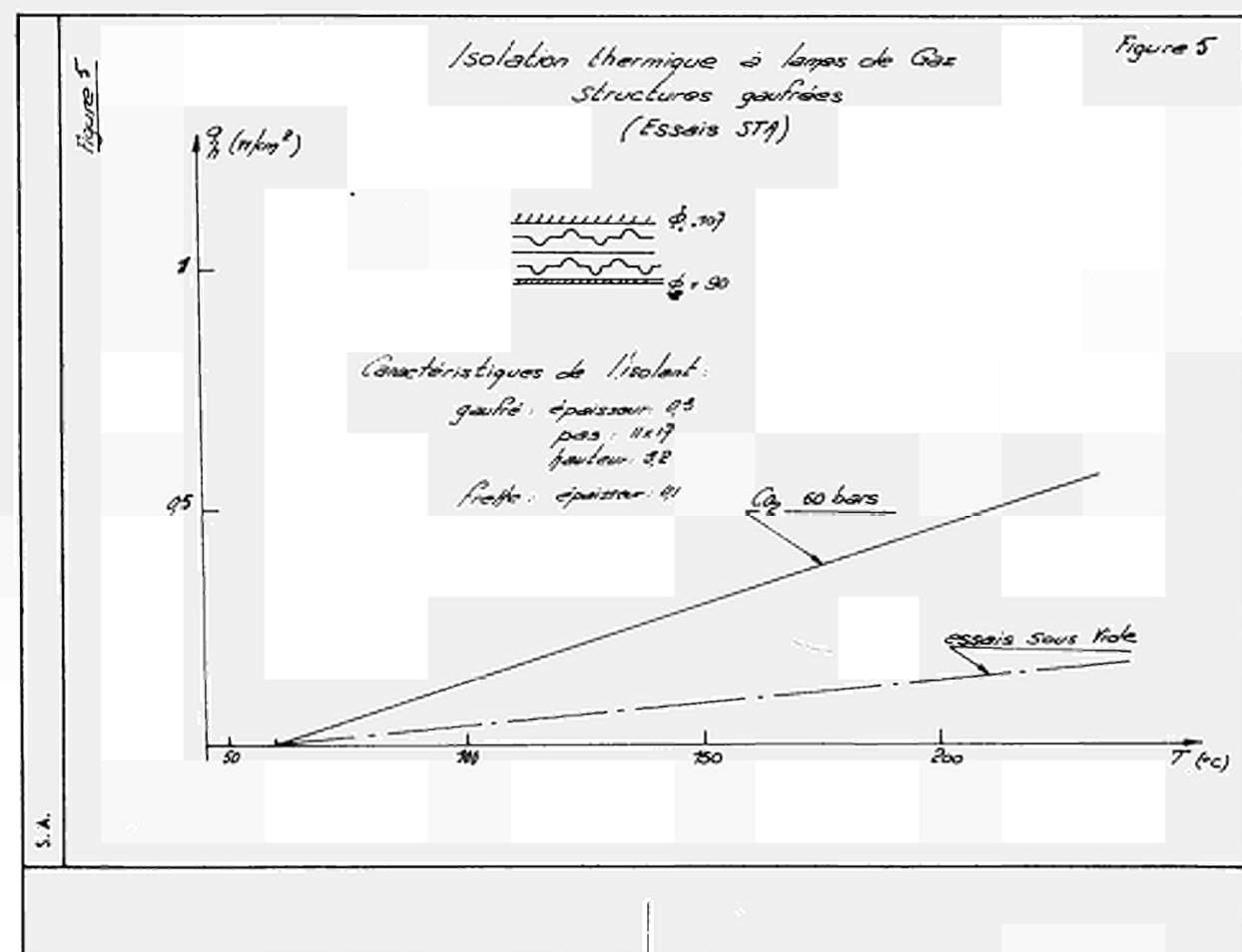
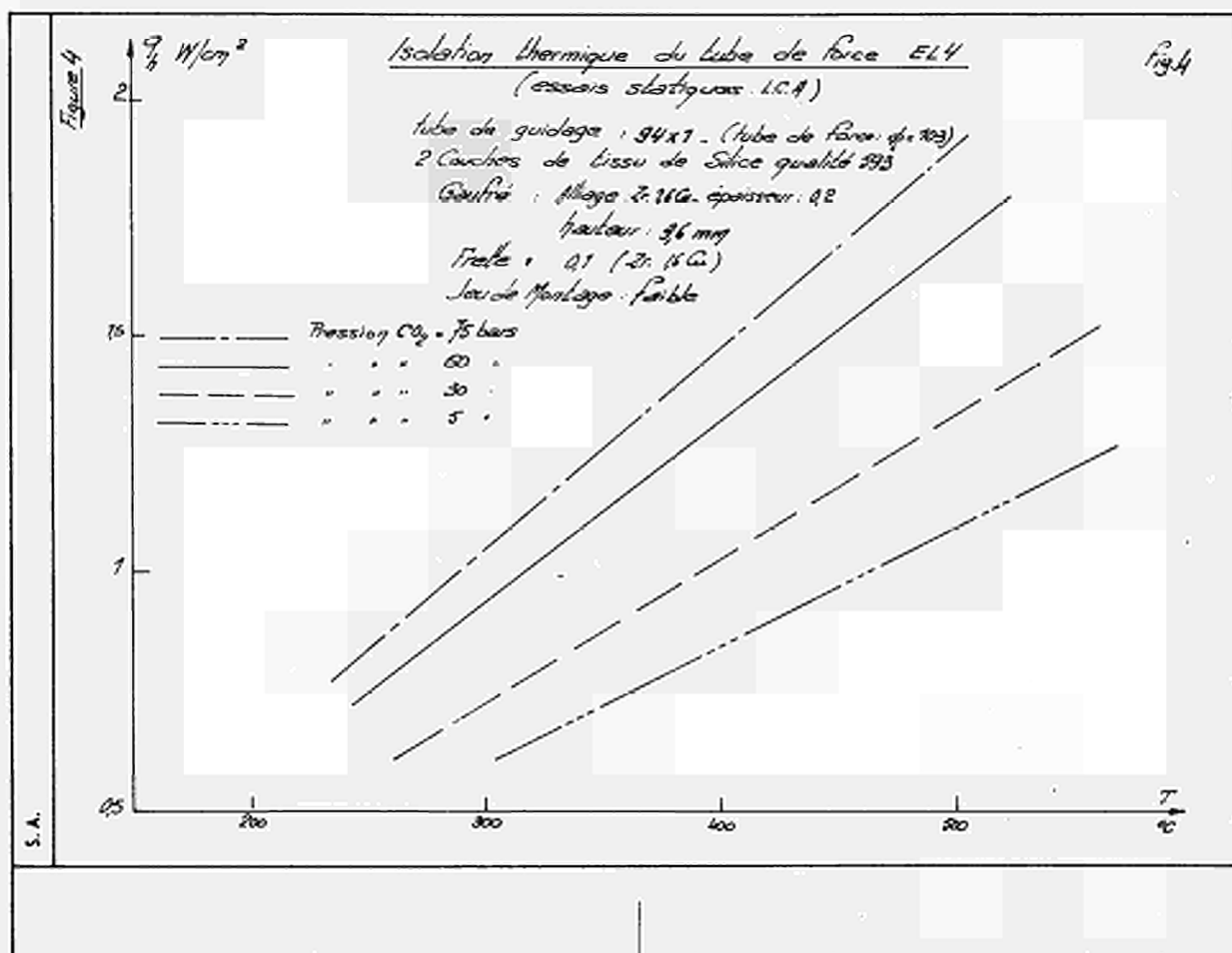
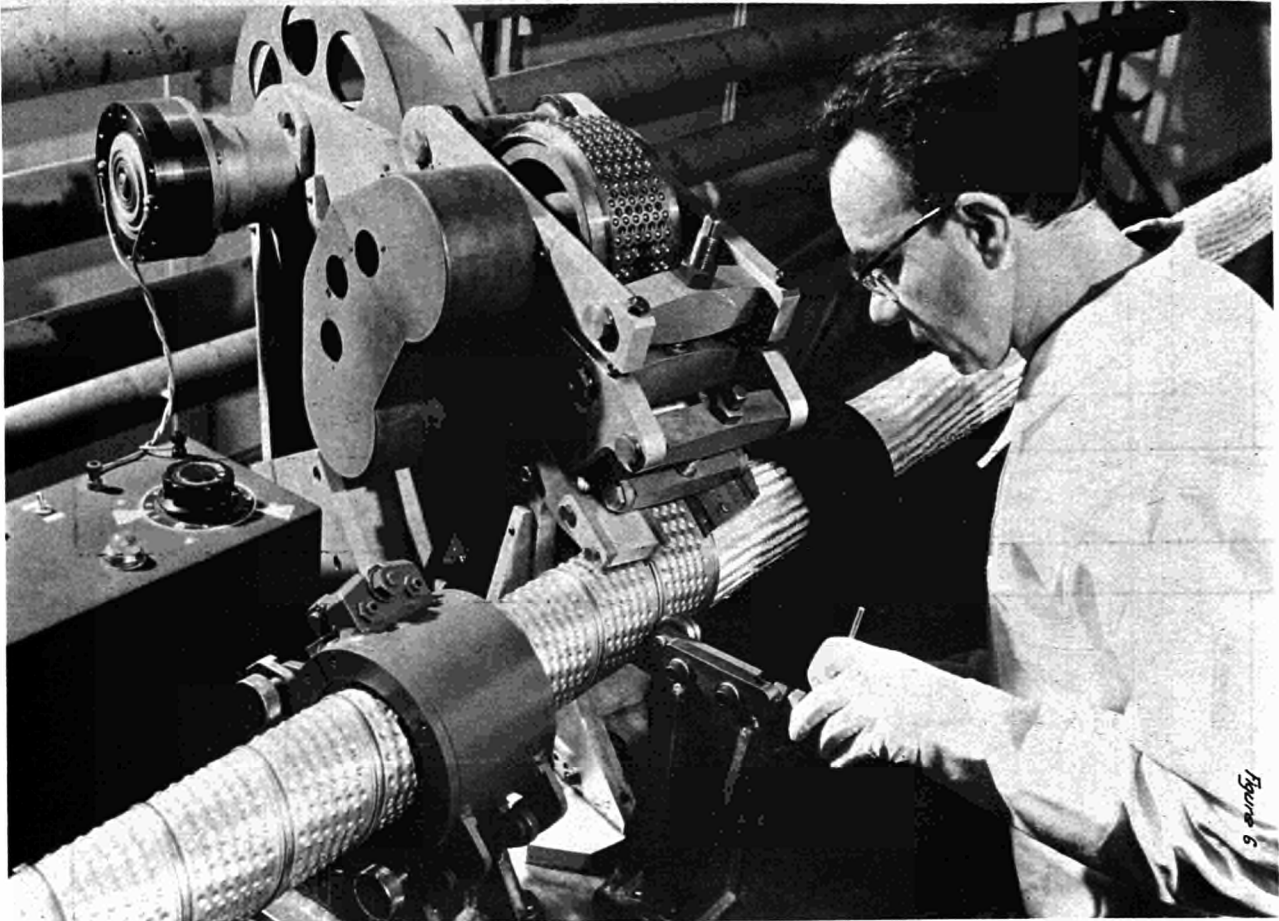


FIG. 2 bis







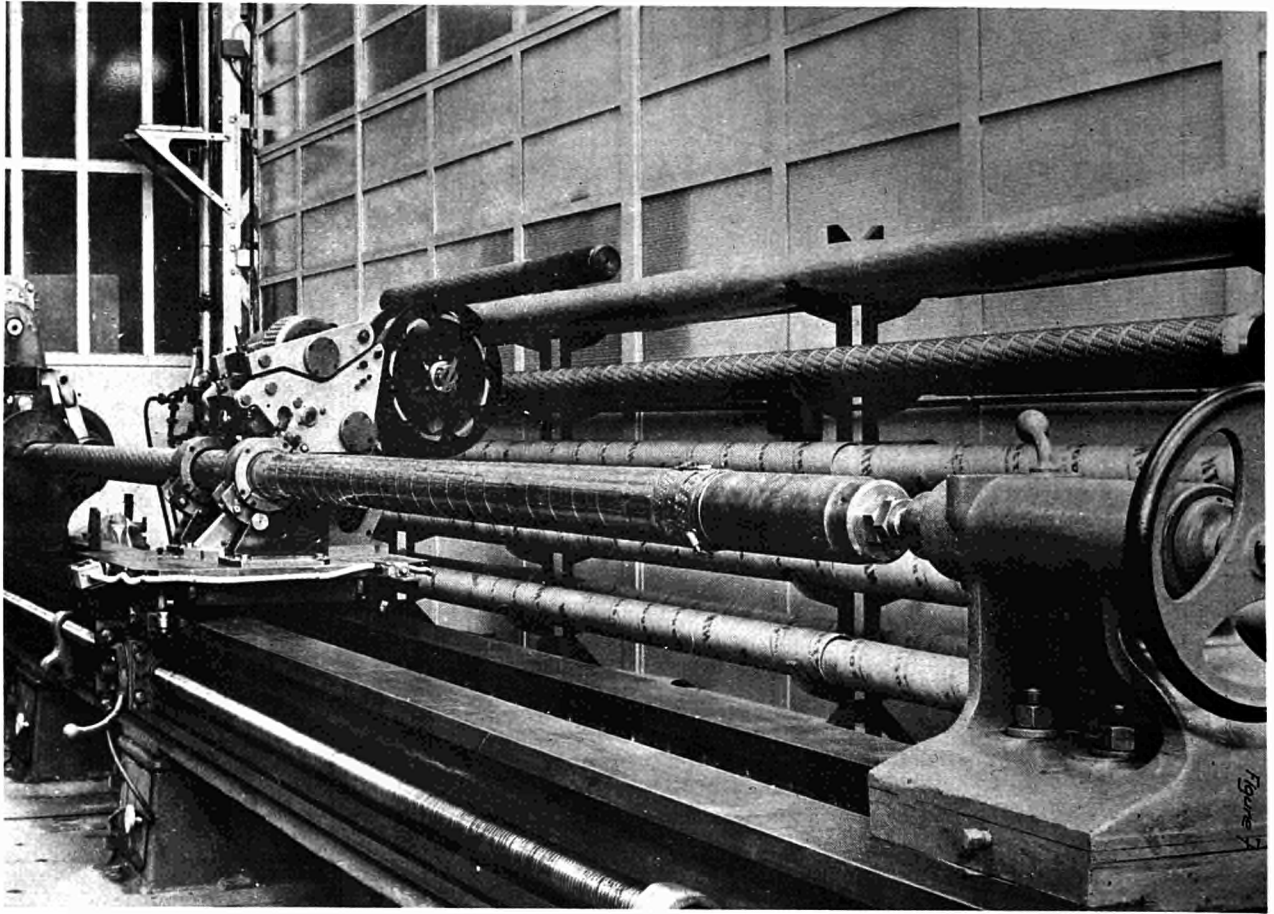


FIG. 7

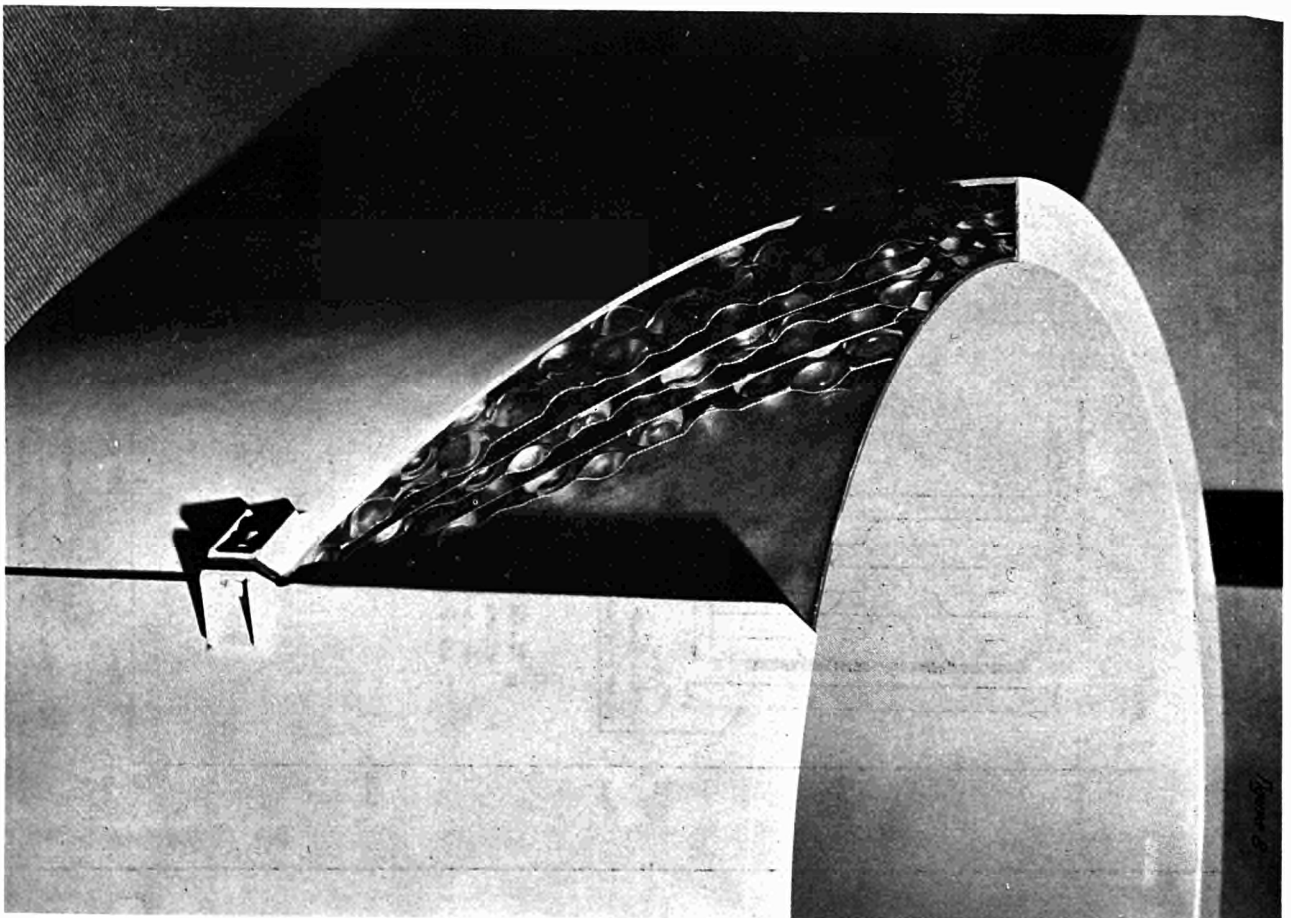
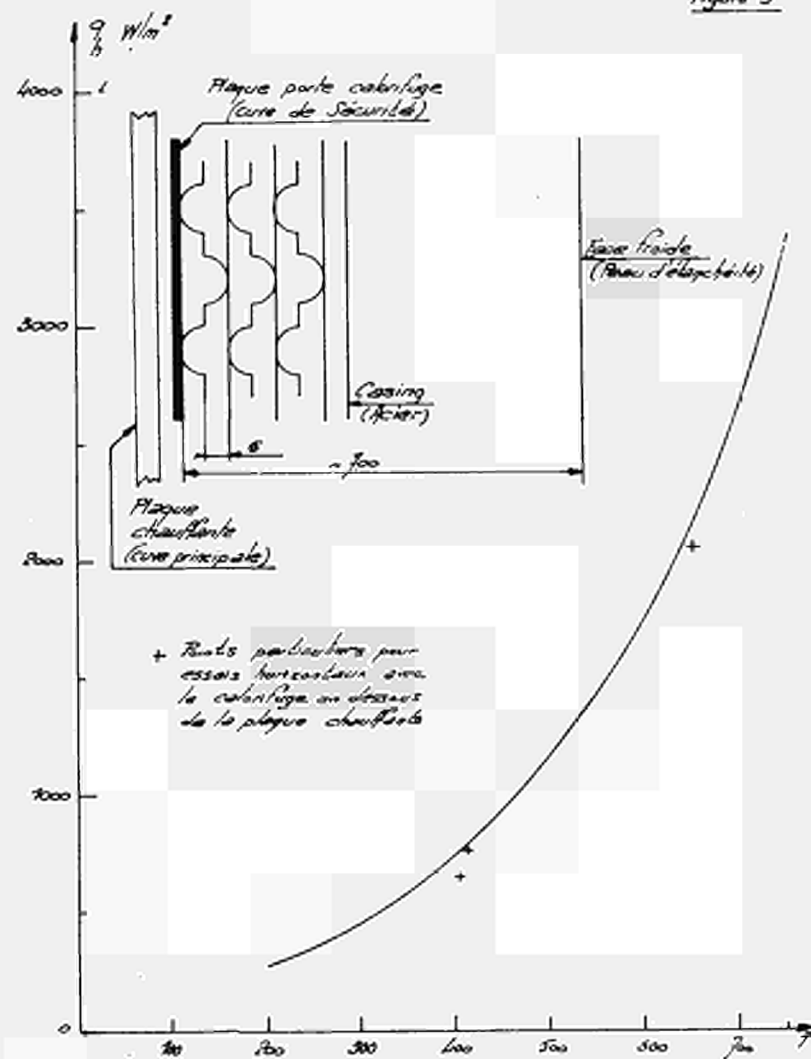


FIG. 8

Figure 9



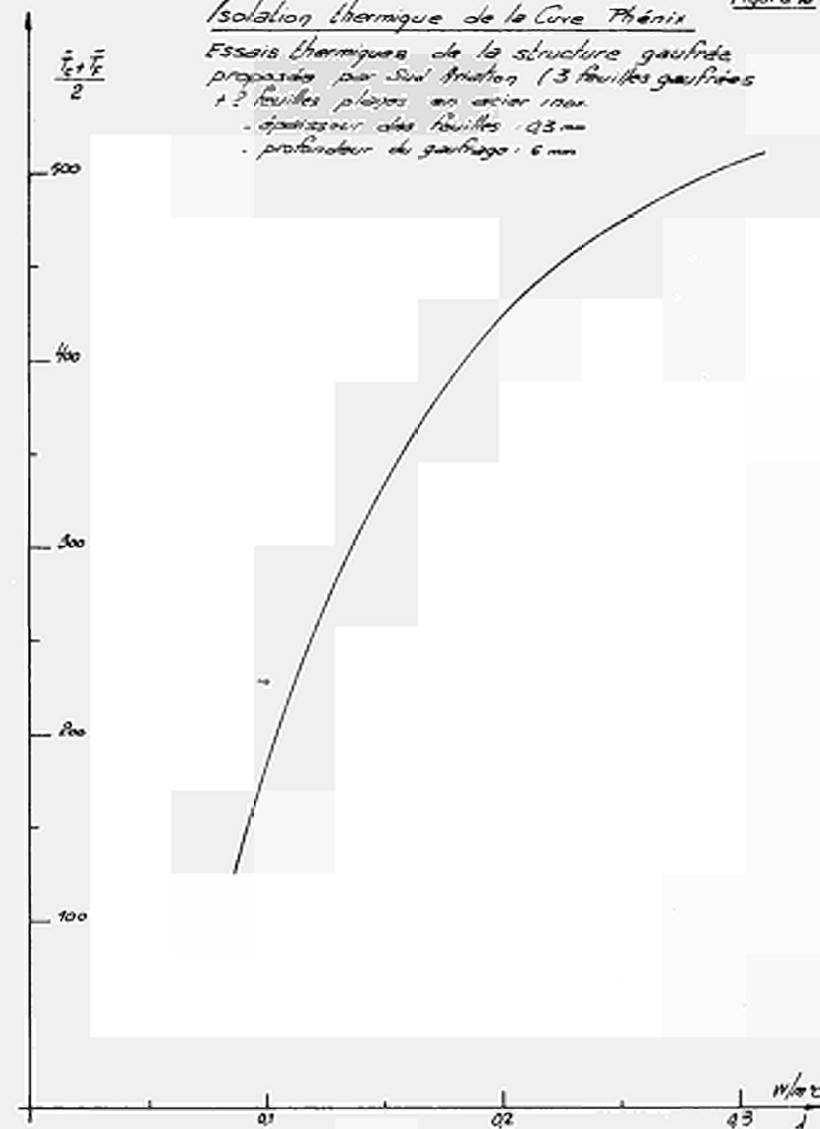
Isolation thermique de la Cure  
du Réacteur phénix - Essais thermiques de  
la structure goudronnée proposée par S.A.

S.A.

Figure 10

## Isolation thermique de la Cure Phénix

Essais thermiques de la structure goudronnée  
proposée par S.A. (3 feuilles goudronnées  
+ 2 feuilles plaques en acier inox.  
- épaisseur des feuilles : 0,3 mm  
- profondeur du goudronnage : 6 mm



SCANDINAVIAN MODEL PROJECT (II)

Sh. MENON

Aktiebolaget ATOMENERGI, Stockholm

N° 35a



After my presentation of the Scandinavian model project yesterday I received many questions about the details of the insulation principles. I shall therefore make a very short presentation first of principles and then some references to experimental reports. I shall also talk about the heat losses that we expect on a full scale BWR, some of the accident conditions that we have analysed and the test programme that we have on our model.

The walls of PCPV's for gas-cooled reactors are kept at acceptable temperatures ( $< \text{about } 70^\circ\text{C}$  at the inner face) by means of insulation applied to the inner face of the steel lining of the concrete cavity. In order to utilize the large amount of experience available for such insulation, the use of the same kind of insulation has been adopted.

In a water reactor PCPV the insulation operates normally in a gas atmosphere very similar to that in gas-cooled reactors. The gas is separated from the steam and water in the reactor vessel by means of two casings, one suspended from the top and the other attached to the bottom slab. The two casings overlap near the bottom corner of the reactor vessel to form a water seal. During normal operation, pressure balance between the gas and the reactor atmospheres is obtained automatically by changes in level in the water seal. The surface of the water seal is cooled in order to minimize condensation in the insulation. The insulation itself can be of the stainless-steel, foil-mesh types developed for gas-cooled reactors in England and France. Satisfactory small-scale tests on this system have been carried out on both British and French insulation types at the Studsvik Research Establishment of AB Atomenergi and have been reported by Ringstad and Alexander at the ENEA symposium on Integrated Primary Circuits in May 1968.

Very briefly, in these tests the thermal properties of the insulation have been studied in dry  $\text{N}_2$ , in  $\text{N}_2$  over a

water surface at temperatures up to saturation, and finally with the insulation water-filled. The highest test pressure was 80 bar.

An important feature of our insulation system is that the insulation, instead of being applied to the lining of the pressure vessel as on ACR's, is fitted on the casing that separates the gas from the steam-water in the reactor vessel. This fact, in conjunction with that of the removable lid, makes it possible to remove the casing complete with insulation from the reactor vessel for inspection and maintenance. In addition, the lining is also accessible for inspection.

The adoption of a completely water-filled insulation on the casing has also been studied. Our studies have indicated that completely water-filled insulations are the best solution for light water reactors. The gas-gap insulation is applicable to heavy water systems.

The horizontal surface of the bottom slab is insulated by material similar to the type used on the casing. Here, however, the thermal insulation problems are of a minor order compared to the cylindrical part and the lid of the vessel. Therefore, the insulation can have thicker foils and mesh, which are better as far as corrosion is concerned, although less effective thermally. The penetrations of the bottom slab are double-walled with conventional fiber-glass insulation operating at atmospheric pressure.

As regards the heat losses; in case of a water-filled insulation the thermal conductivity increases by perhaps a factor of 10. On the other hand, if one compares a 750 MWe BWR with some of the latest pod boiler designs, two points can be noticed : one, that the area of insulated surface of a 750 MWe pod boiler design is about three to five times as much as the insulated area on a 750 MWe BWR and, two, that the temperature difference across the insulation is about 40 % higher on the pod

boiler. The total losses are therefore still of approximately the same order of magnitude. This is with water-filled insulation. In case we decide to go to a gas-filled insulation, even on the BWR, naturally the losses will be considerably less.

As regards accident conditions : Firstly in the gas-filled case, loss of gas pressure is the most serious accident. The rate of loss of gas pressure is limited by having a large number of gas inlet pipes of small diameter with flow constrictors in them. The first surge of water into the interspace between the insulation and the liner due to the loss of gas pressure will be from the cold water reservoir in the water seal. The cooling system of the water seal will continue to operate under this accident condition. By the means liner can be safeguarded against any dangerous temperature rise during this accident. In the water-filled case, the worst accident is a sudden loss of pressure in the reactor vessel. Then the water in the inner layer of insulation can flash into steam and perhaps affect the integrity of the insulation. I would first point out that the insulation is replaceable and accessible for maintenance. But even so, looking at it from an economic point of view, one does not like to replace items that don't need to be damaged if properly designed. By using a fairly thin insulation, one achieves a temperature fall in the casing material itself which gives a degree of subcooling is of the order of 10 °C which means a pressure margin, in the 70 to 85 bar range of over 10 bar which we consider as ample.

As concerns the model tests, we intend to fill the inner volume of the model with saturated steam in order to have an even temperature distribution up the whole length of the insulation. The steam pressure will be 85 bar and the temperature will be the corresponding saturation temperature, about 300 °C. We intend to test first with gas-filled insulation and then with water-filled insulation. For these tests we shall first use the cooling system welded on to the liner on the concrete side, as in the conventional concrete pressure vessel. As the

insulation is applied on to the internal casing we also have the possibility of directly cooling the gap between the insulation and the liner. This means that cold water is supplied through the water seal, flows upwards along the vessel wall, and is taken out through the lid.

Finally, as regards the comparison made yesterday between this system and the hot skin system for a BWR concrete pressure vessel. Our attitude concerning the use of concrete pressure vessels for water reactors is the following : the replacement of the steel vessel by a concrete vessel should necessitate as little change as possible to the reactor itself. In the case of a hot skin design, not associated with a removable lid, one would have to go in for a new refueling principle and one would have to redesign the steam water separation, both of which are rather complicated projects. We have tried to reduce the extra development work required for a concrete pressure vessel for a BWR to a minimum.

Finally, I would like to say that a more detailed paper on this type of concrete pressure vessel was presented at the "First International Conference on Pressure Vessels Technology" Sept 29 - Oct 2nd, in Delft. Thank you very much.



ISOLATION THERMIQUE POUR REACTEURS A EAU

A. FREOUR

Société pour l'Industrie Atomique - Paris

N° 36

## 1 INTRODUCTION

Les caissons pour nos projets de réacteurs à eau, présentés dans une séance précédente, sont de conception classique : le béton est froid et séparé du milieu chaud par une structure isolante.

Il a paru intéressant d'exposer les réflexions faites sur la conception de cette structure et les résultats des essais préliminaires sur un calorifuge en eau. Ces études ont été faites pour un projet de réacteur à eau lourde bouillante dont le circuit primaire y compris la machine de manutention du combustible était intégré dans un caisson en béton précontraint à fond supérieur démontable. Les dispositions retenues sont une conséquence de ces caractéristiques, néanmoins la conception d'ensemble est valable pour n'importe quel réacteur à eau.

Le calorifuge lui-même, à toiles métalliques en l'occurrence, peut baigner soit dans le milieu régnant dans la cavité du caisson, soit dans un milieu gazeux aménagé à cet effet ; dans ce dernier cas il faut créer une lame de gaz contre la paroi du caisson et assurer sa conservation pendant le fonctionnement du réacteur.

Ces deux conceptions conduisent à des systèmes d'isolation différents et posent des problèmes d'aménagement de la cavité, spécifiques de chaque procédé.

### 1.1 CALORIFUGE SEC

Il faut éviter de noyer le calorifuge avec de l'eau chaude qui viendrait au contact de la peau d'étanchéité au cas où l'étanchéité de la cuve du réacteur ne serait pas absolue. Le fond inférieur comporte de nombreuses singularités dont des traversées munies de soufflets. Les parades possibles contre les venues d'eau chaude en cas de défaillance de l'un d'eux sont :

- une lame d'eau froide circulant entre l'isolation thermique et le fond de cuve,
- des tôles fines superposées pour stratifier l'eau inondant le calorifuge,
- des coupelles de récupération des fuites.

Contre le fût du caisson la lame d'eau froide n'est évidemment pas réalisable.

### 1.2 CALORIFUGE MOUILLE

Avec ce procédé la conception des traversées est plus simple ; et le risque d'inondation du calorifuge est supprimé. Mais on n'est pas assuré que des mouvements de convection ne prendront pas naissance entre les lames d'eau du calorifuge et l'eau de la cuve, on peut les réduire en décomposant la couche d'eau en lames minces ; pour le fût vertical il est difficile d'ad-

mettre que ces mouvements sont peu importants. D'autre part, la conductibilité de l'eau est supérieure à celle du gaz. Le calorifuge mouillé est donc un moins bon isolant et l'évacuation des calories qui le traverse pose un problème nouveau. En effet, une isolation comparable à celle d'un calorifuge sec devient très épaisse et outre son prix propre elle entraîne un investissement considérable en eau lourde dans un réacteur de ce type.

## 2 CONCEPTION DU CALORIFUGE EN GAZ

### 2.1 CONSTITUTION DE L'ENSEMBLE

Aux constituants de l'isolation classique comportant un calorifuge métallique en gaz et son système d'évacuation des fuites thermiques s'ajoutent les composants imposés par la particularité que le milieu gazeux est différent du milieu régnant dans la cuve. Il faut donc prévoir une enceinte qui assure de façon étanche la séparation entre le gaz et l'eau. Il faut également prévoir un circuit extérieur au caisson qui assure le traitement, la conservation et l'alimentation de la lame de gaz et un dispositif de régulation de la pression de cette lame, de préférence automatique.

Le gaz doit être inerte, insoluble dans l'eau et pas cher : nous avons choisi l'azote. Pour la régulation de petites variations de pression nous avons installé un sas hydraulique.

L'ensemble du dispositif de protection thermique du caisson comporte alors les éléments suivants (voir planche 1) :

- calorifuge métallique,
- peau d'étanchéité,
- circuits de refroidissement de la peau d'étanchéité,
- lame d'azote,
- enceinte azote,
- sas d'équilibrage,
- circuit extérieur de refroidissement de la peau,
- circuit extérieur d'azote,
- centrale d'alimentation en azote.

Chacun des constituants du dispositif doit être étudié pour lui-même et pour les problèmes d'ensemble qu'il soulève. En particulier, trois points importants sont à considérer :

- il faut trouver un dispositif de supportage des structures internes qui soit compatible avec les exigences mécaniques et thermiques de celles-ci,
- toutes les traversées débouchant non pas dans la lame de gaz mais dans le milieu eau ou vapeur doivent être raccordées à l'enceinte azote et il faut prévoir des soufflets de raccordement chaque fois que des dilatations thermiques différentielles apparaissent,
- par ailleurs, dans le cas où le réacteur utilise l'eau lourde, il faut réduire l'investissement en eau lourde et donc le volume du sas d'équilibrage, c'est-à-dire finalement réduire l'épaisseur de la lame d'azote comprise entre



l'enceinte et la peau d'étanchéité.

## 2.2 CALORIFUGE METALLIQUE

Le calorifuge lui-même est du calorifuge CAFL du même type que celui mis en place dans le caisson de BUGEY 1. Il est composé de lames gazeuses remplies de matelas de toiles métalliques et séparées par des tôles minces. L'ensemble est serré par des tôles, elles-mêmes fixées à la peau d'étanchéité par des goujons (voir planche 2). Pour plus de détails, on se reportera aux exposés spécialisés.

L'utilisation de ce calorifuge dans l'azote ne pose aucun problème nouveau, il y aurait éventuellement à adapter le type de toile métallique de façon à avoir des épaisseurs raisonnables des lames.

## 2.3 PENETRATIONS DU CAISSON

### 2.3.1 Raccordement des pénétrations

Le raccordement des pénétrations à la peau d'étanchéité est un problème classique pour les faïssons en béton précontraint. Il faut simplement dessiner le manchon thermique de façon à diminuer sa longueur pour que celle-ci n'ait aucune influence sur l'épaisseur de la lame d'azote.

Les raccords à l'enceinte azote posent un problème parce que le fourreau de la pénétration est à une température de 60° C environ (température de la sonde) alors que l'enceinte se trouve à la température de fonctionnement du réacteur soit 300° C environ. Il y a donc lieu d'étudier :

- les dilatations thermiques différentielles entre l'enceinte azote et la peau,
- le manchon thermique de raccordement.

### 2.3.2 Pénétrations du fût

La remarque fondamentale concernant les pénétrations du fût est qu'il est impossible de supprimer les dilatations thermiques différentielles de l'enceinte par rapport à la peau du fût. Par conséquent les fourreaux des pénétrations ne peuvent être raccordés à cette enceinte azote que par un soufflet. Comme il est difficile de faire travailler les soufflets dans deux sens et qu'il n'existe pas d'artifice de montage permettant de supprimer les dilatations différentielles radiales entre l'enceinte et la peau il faut supprimer les dilatations différentielles axiales. Pour cela il faut diviser l'enceinte azote en deux parties, grouper toutes les traversées du fût au même niveau et créer un point fixe de l'enceinte dans le sens vertical au raccordement de sa partie supérieure avec ces traversées.

Le découpage de l'enceinte azote en deux parties n'ajoute pas de sujétion supplémentaire étant donné qu'il y a un sas d'équilibrage. Si ce sas n'avait pas existé le raccordement entre les deux demi enceintes aurait dû

être réalisé avec un soufflet d'une très grande taille sur lequel on n'a aucune expérience.

### 2.3.3 Traversées du fond inférieur

Dans le projet étudié les traversées du fond inférieur comprenait des traversées de petit diamètre pour les barres de contrôle et les traversées pour les pompes de circulation d'eau lourde. Pour faciliter le raccordement des pénétrations avec l'enceinte azote et les structures internes et en particulier pour résoudre le problème des dilatations différentielles entre la peau et les structures la solution retenue est la suivante :

- l'enceinte azote est reliée aux structures internes,
- l'ensemble de ces structures est supporté par les fourreaux des barres de contrôle, les dilatations radiales différentielles étant prises par l'élasticité de ces fourreaux (voir planche n° 3) ;
- les diffuseurs des pompes d'eau lourde sont accrochées au fond de cuve ; les traversées sont reliées à la peau d'étanchéité par des soufflets.

### 2.3.4 Traversées du fond supérieur

Les traversées du fond supérieur sont réduites à une seule traversée de gros diamètre permettant la mise en place de la machine de manutention du combustible. Cette traversée est reliée à l'enceinte azote par un soufflet..

## 2.4 SAS D'EQUILIBRAGE ET ENCEINTE AZOTE

### 2.4.1 But et caractéristiques du sas

Le sas a pour but d'équilibrer automatiquement les pressions de chaque côté de l'enceinte azote malgré des variations de  $\pm 5$  bars dans la cuve du réacteur. Ce faisant la variation de pression résiduelle correspondant à la différence entre le niveau d'eau du côté azote et côté réacteur doit être aussi faible que possible pour ne pas surcharger l'enceinte.

Le volume du sas doit être minimum dans un réacteur à eau lourde pour réduire l'investissement en eau lourde.

Le sas doit constituer un joint étanche entre l'eau du circuit primaire et l'azote. Il faut donc prévoir les contrôles et les dispositifs nécessaires à la bonne marche de ce joint. Le niveau inférieur du sas doit être plus bas que le niveau d'eau à froid pour éviter le dénoyage au démarrage.

A l'interface eau - azote les phénomènes de diffusion de l'azote dans l'eau et d'évaporation de l'eau dans l'azote doivent être aussi faibles que possible. Il faut également que la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'azote sur la paroi froide que constitue la peau d'étanchéité soit faible.

#### 2.4.2 Forme et position du sas

Si le sas est à la partie inférieure du caisson, il y a un risque grave. En effet, s'il se produit une défaillance du circuit de mise en pression de l'azote, l'eau envahit l'espace compris entre l'enceinte et la peau d'étanchéité et noie le calorifuge.

D'autre part, l'enceinte doit supporter une surpression extérieure correspondant à la hauteur totale d'eau dans la cuve soit environ 1 bar.

Le sas en position médiane présente les avantages suivants :

- le sas étant situé au voisinage du niveau de l'eau dans la cuve on peut parer à tout danger d'inondation du calorifuge du fût par une mise en équi pression de l'azote et de la vapeur d'eau,
- le sas se trouve alimenté automatiquement en eau puisqu'il est en communication avec la cuve, et la fermeture du joint est réalisée dès qu'on remplit celle-ci,
- la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte azote est réduite à la hauteur d'eau dans le sas, ce qui réduit considérablement la surpression extérieure que supporte l'enceinte,
- on peut étudier une forme de l'enceinte permettant de réduire au minimum les volumes d'eau et d'azote ; on peut en effet diminuer l'épaisseur de la demi lame supérieure d'azote jusqu'aux limites imposées par les jeux et les tolérances.

Le sas à la partie supérieure de l'enceinte présente les inconvénients suivants :

- le sas doit être double puisque la cuve n'en fait pas partie et nécessite donc un volume double d'eau, argument valable seulement pour l'eau lourde,
- son alimentation en eau n'est pas automatique puisqu'il n'est pas en liaison avec la cuve. On ne peut être assuré que l'eau du sas ne va pas s'évaporer par suite d'une déféctuosité du système de refroidissement ou qu'au contraire le sas ne va pas se remplir complètement par condensation,
- il oblige à prévoir la partie cylindrique de l'enceinte en une seule pièce avec les inconvénients cités plus haut pour les traversées.

Le sas a donc été installé en position médiane (voir planche n° 1).

#### 2.4.3 Refroidissement du sas

En plus de sa fonction de régulation des variations de pression de fonctionnement, le sas joue un rôle dans les phénomènes d'évaporation et de condensation d'eau dans la lame gazeuse et de diffusion de l'azote dans l'eau.

L'azote diffuse lentement dans l'eau jusqu'à la saturer théoriquement;

ceci entraîne une dépense d'azote d'une part. D'autre part, la présence d'azote dans la cuve favorise la formation d'acide nitrique.

Il faut éviter que le calorifuge soit rempli de vapeur d'eau car ses performances sont meilleures en atmosphère d'azote sec. D'autre part, la pression partielle de vapeur d'eau s'ajoute à la pression d'azote pour donner une pression totale extérieure à la cuve supérieure à celle régnant à l'intérieur de la cuve. Or dans la lame d'azote, la vapeur d'eau est à une pression partielle correspondant à la pression de vapeur saturante pour la température de l'eau de la partie supérieure du sas.

La température décroît dans l'épaisseur du calorifuge, si l'azote qui le baigne contient de la vapeur d'eau il y a risque de condensation de cette vapeur à l'intérieur du calorifuge, ce qui entraîne une augmentation de sa conductibilité. Il est d'ailleurs prévu des trous dans les tôles de séparation des lames du calorifuge de façon à ce que l'eau condensée revienne vers les parties chaudes et se vaporise.

Pour ces trois raisons, il y a lieu de refroidir le sas. Le système de refroidissement comprend deux circuits :

- un circuit ouvert pour limiter les phénomènes de diffusion, alimenté par le même fluide que celui de la cuve,
- et un circuit fermé.

En effet, le circuit ouvert ne doit pas être trop important si on veut limiter la quantité d'azote dissout, extrait de l'eau du sas. Dans ces conditions le système de refroidissement en circuit ouvert est insuffisant et il faut ajouter un système de refroidissement en circuit fermé (voir planche n° 1). On maintient ainsi l'eau du sas (côté gaz) à une température inférieure à celle de la peau d'étanchéité.

## 1.5 CIRCUIT AZOTE

### 1.1 Constitution du circuit

Le circuit comprend l'alimentation, le stockage, l'épuration, le rejet (voir planche 4).

L'alimentation est faite par des cadres de bouteilles d'azote sous pression de 200 bars. En effet, il faut environ 400 bouteilles de 50 litres pour remplir la lame d'azote ; cette solution est alors préférable à une installation de gaz liquéfié. A cet azote nécessaire au remplissage, il faut ajouter les cadres nécessaires pour compenser les fuites du caisson estimées à 1‰ en 24 heures.

Le stockage est prévu pour servir de tampon pendant le fonctionnement normal du sas, par contre pour récupérer la totalité de l'azote lors d'une vidange du caisson, il faudrait un réservoir de stockage beaucoup trop grand et dans ce cas il est préférable d'évacuer l'azote à la cheminée. Sur cette évacuation, il est prévu un sécheur qui est nécessaire surtout dans le cas d'au lourde pour la récupérer, le rejet étant suffisamment dilué dans l'air.

L'épuration comprend un piège froid pour condenser les vapeurs d'eau et un piège à ammoniac.

La circulation d'azote est assurée par un ou plusieurs compresseurs.

### 2.5.2 Fonctionnement

Au démarrage, on n'élimine pas l'air contenu dans le caisson mais on commence par remplir la cuve en eau lourde. Ensuite, au fur et à mesure que la pression de vapeur d'eau croît on introduit l'azote dans la lame de gaz. A la fin de la montée en puissance on a une proportion en poids d'air de 1<sup>o</sup>/100 environ dans la vapeur d'eau ce qui est parfaitement négligeable et de 2 % environ dans la lame d'azote, on peut alors facilement épurer l'azote de cet air.

L'autre méthode consistant à remplir le réacteur d'azote présente un inconvénient. La vapeur d'eau lourde contient de l'azote et son dégazage devient difficile vers la fin de la montée en puissance, on ne peut donc éviter que de l'azote reste mélangé à la vapeur d'eau, ce qui favorise la formation de l'acide nitrique.

En marche normale, le sas compense les variations de pression de  $\pm 5$  bars autour de la pression de service de 110 bars. Si la pression dépasse 115 bars on renvoie de l'azote dans le bidon de stockage après l'avoir fait passer dans le piège froid. Si la pression descend au-dessous de 106 bars on injecte de l'azote en provenance du stockage ou des bouteilles d'alimentation.

Dans les cas de fonctionnement accidentel ou à l'arrêt normal on ne peut éviter que l'azote n'envahisse la cuve, par suite il faudra dégazer l'eau lourde, ce qui a été évité au démarrage.

## 3 ESSAIS DU CALORIFUGE EN EAU

### 3.1 RESULTATS DES ESSAIS DU CALORIFUGE METALLIQUE

La Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire a entrepris des essais de son calorifuge métallique en eau. L'appareil d'essai comprend un manchon chauffant sur lequel est enroulé le calorifuge et une paroi froide extérieure. Le manchon essayé est haut de 940 mm, il est encadré de part et d'autre par un anneau de garde de 225 mm. Les essais ont été faits en eau avec de la toile n° 40 et de la toile n° 50 ; le métal est un acier inoxydable austénitique au chrome-nickel.

Les résultats obtenus sont reportés sur les planches 5 et 6 : on remarque que la conductibilité croît avec la valeur du gradient de température appliqué au calorifuge.

Pour les faibles gradients la conductibilité du calorifuge est inférieure à celle de l'eau. On peut en donner l'explication suivante : la conductibilité globale est la somme de deux termes, le premier est le produit de la conductibilité du fluide par la porosité et le second dépend de cette conductibilité et des résistances thermiques de contact entre fluide et toile

métallique et entre les fils eux-mêmes ; dans ce second terme l'exposant de la conductibilité du fluide est inférieur à 1. Il est donc possible, si les résistances thermiques sont élevées que le premier terme soit prépondérant sur le second et, étant donné la porosité du matériau, que la conductibilité totale soit inférieure à celle de l'eau.

La conclusion de ces essais est que, contrairement à ce qu'on avait pu craindre, la valeur de la conductibilité d'un calorifuge à toiles métalliques en eau reste finie malgré les mouvements de convection qui y prennent naissance ; ce qui prouve que le cloisonnement entre les panneaux est correct.

### 3.2 CONCEPTION DU CALORIFUGE EN EAU

Lors de nos études de projets les résultats ci-dessus n'étaient pas connus et de plus l'investissement en eau lourde noyant le calorifuge est prohibitif, notre projet comportait donc un calorifuge sec et la réalisation d'un calorifuge mouillé n'a pas été étudiée en détail.

On notera cependant qu'à fuites thermiques égales le calorifuge mouillé est bien plus épais que le calorifuge sec. Pour un réacteur à eau légère le prix du calorifuge lui-même devient très élevé. Nous avons fixé l'ordre de grandeur du flux thermique à évacuer à  $10 \text{ kW/m}^2$ . Il faut alors mettre au point une technique nouvelle pour le système de refroidissement classique constitué de tubes soudés sur la peau qui n'est pas capable d'évacuer un tel flux. On peut par exemple imaginer des circuits constituant des chemises d'eau à des températures de plus en plus basses, mais ceci complique les structures internes que l'on espérait simplifiées par le calorifuge en eau.

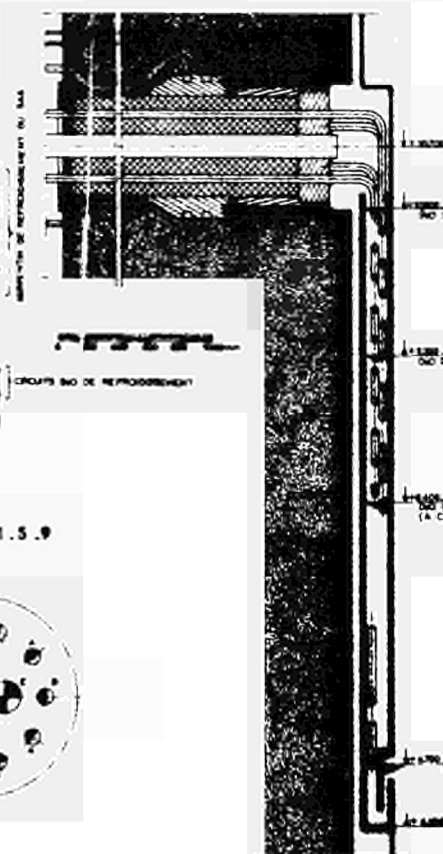
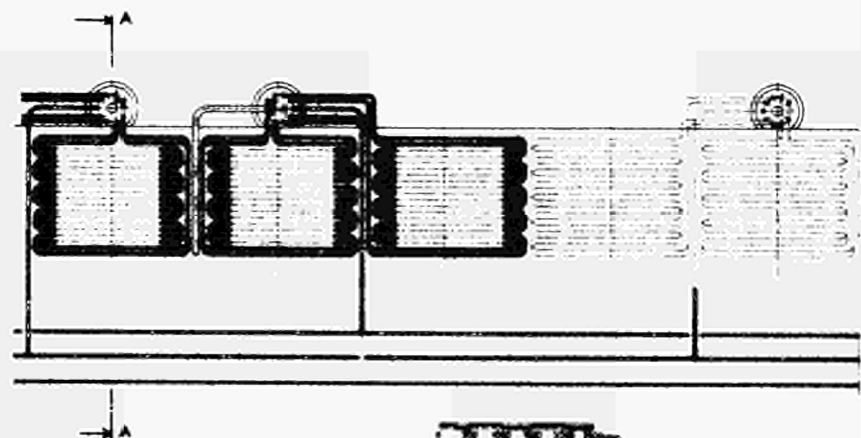
## 4 CONCLUSION

Les problèmes techniques qui se posent pour la mise au point des deux types d'isolation thermique pour les réacteurs à eau sont loin d'être totalement maîtrisés.

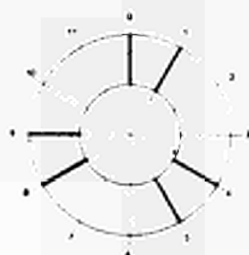
La solution du calorifuge en gaz complique la mise en place des traversées dans le caisson et augmente le nombre de circuits auxiliaires pour pouvoir en particulier assurer la conservation de la lame de gaz. Par contre, le calorifuge à toiles métalliques en gaz présente les garanties nécessaires et ses performances sont bien connues.

La solution du calorifuge en eau simplifie l'installation dans le caisson. Mais il est nécessaire de poursuivre les essais entrepris de façon à mieux connaître les caractéristiques techniques des toiles métalliques en eau. Par ailleurs, dans le cas d'un réacteur à eau lourde, il faut tenir compte de l'immobilisation de capital correspondant à la quantité d'eau emprisonnée dans les mailles du calorifuge.

ENSEMBLE SCHEMATIQUE  
DU CASING AZOTE



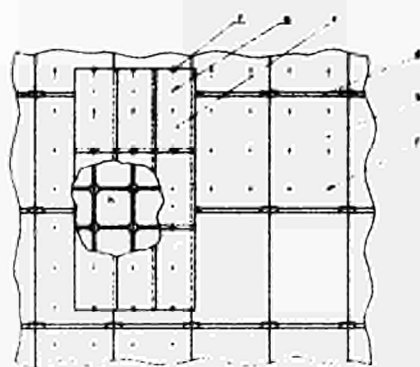
NIVEAU	10.700	REPARTITION DES TRAVERSEES	TRAVERSEES 0.4 .8	TRAVERSEES 1.5 .9
--------	--------	----------------------------	-------------------	-------------------



PRODUIT	POUR TABAC/ALC	POUR VIN	POUR BIÈRE
Europe: OAO du raffinage	0, 1, 8	B	1
Europe: OAO du raffinage	1, 1, 8	D	1
Alcool: eau	1, 1, 8	E	1
Europe: eau	0, 1, 8	C	1
Alcool: eau de vin	1, 1, 8	F	1
Alcool: eau de vin	0, 1, 1, 5, 8		1

CALORIFUGE POUR REACTEUR A EAU

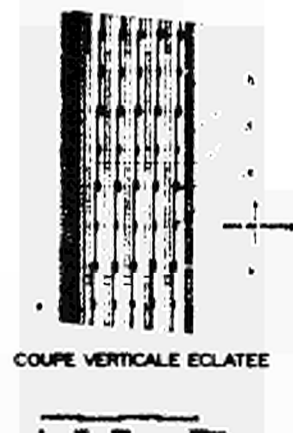
### DISPOSITION D'ENSEMBLE DE LA PROTECTION THERMIQUE DU CAISSON



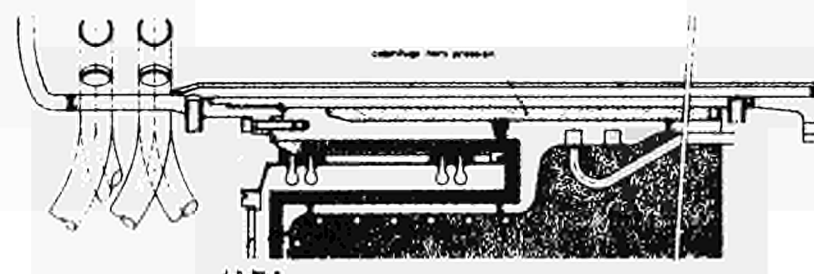
ELEVATION PARTIELLE



COUPE HORIZONTALE ECLATÉE



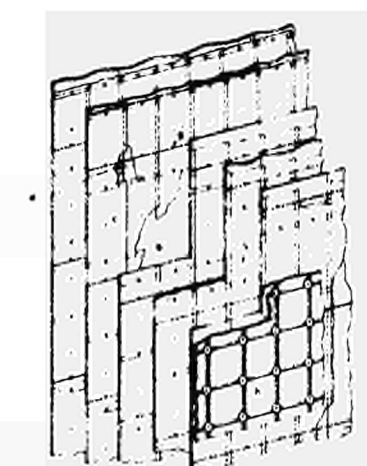
COUPE VERTICALE ECLATÉE



DEMI-COUPÉ DANS UNE TRAVERSEE ECHANGEUR



COUPE TYPE DE L'ISOLATION MONTÉE



PERSPECTIVE ECLATÉE DE L'ISOLATION  
A 5 LAMES

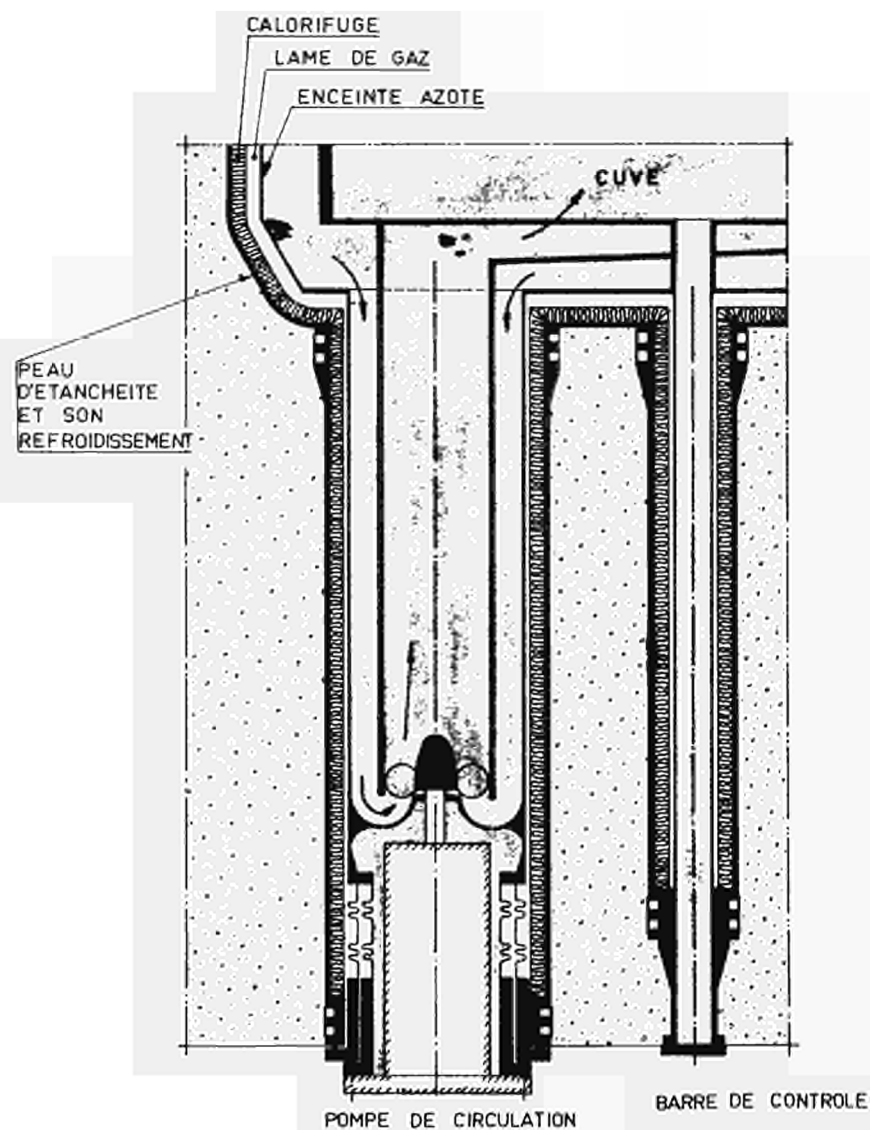
LEGÈRE  
DE SÉRIATION

a	plaque d'isolation de caoutchouc
b	panneau de bois composite
c	lattes encastrées
d	barreaux non peints
e	revêtement d'acier inoxydable
f	groses de fixation
g	traces d'isolation d'eau bouillante condensée
h	plaque de protection
i	isolation adhésive

CALORIFUGE POUR REACTEUR A EAU

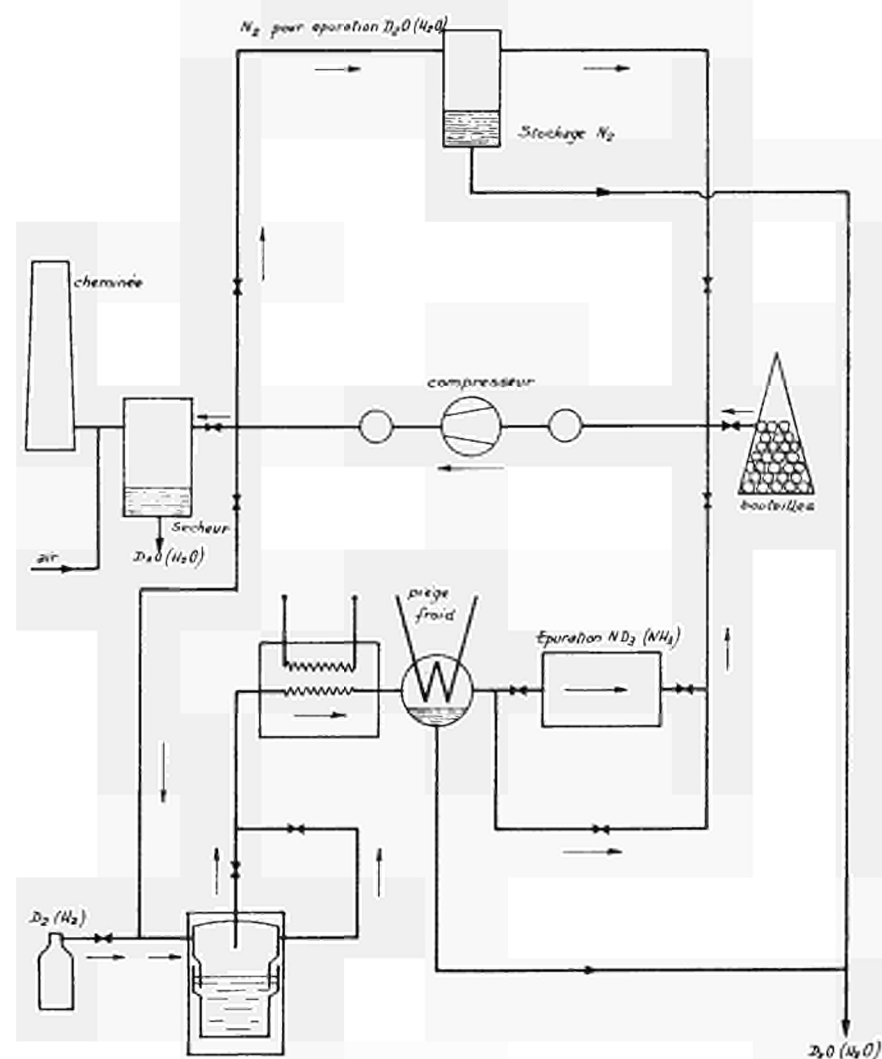
DETAILS DU CALORIFUGE GAZ





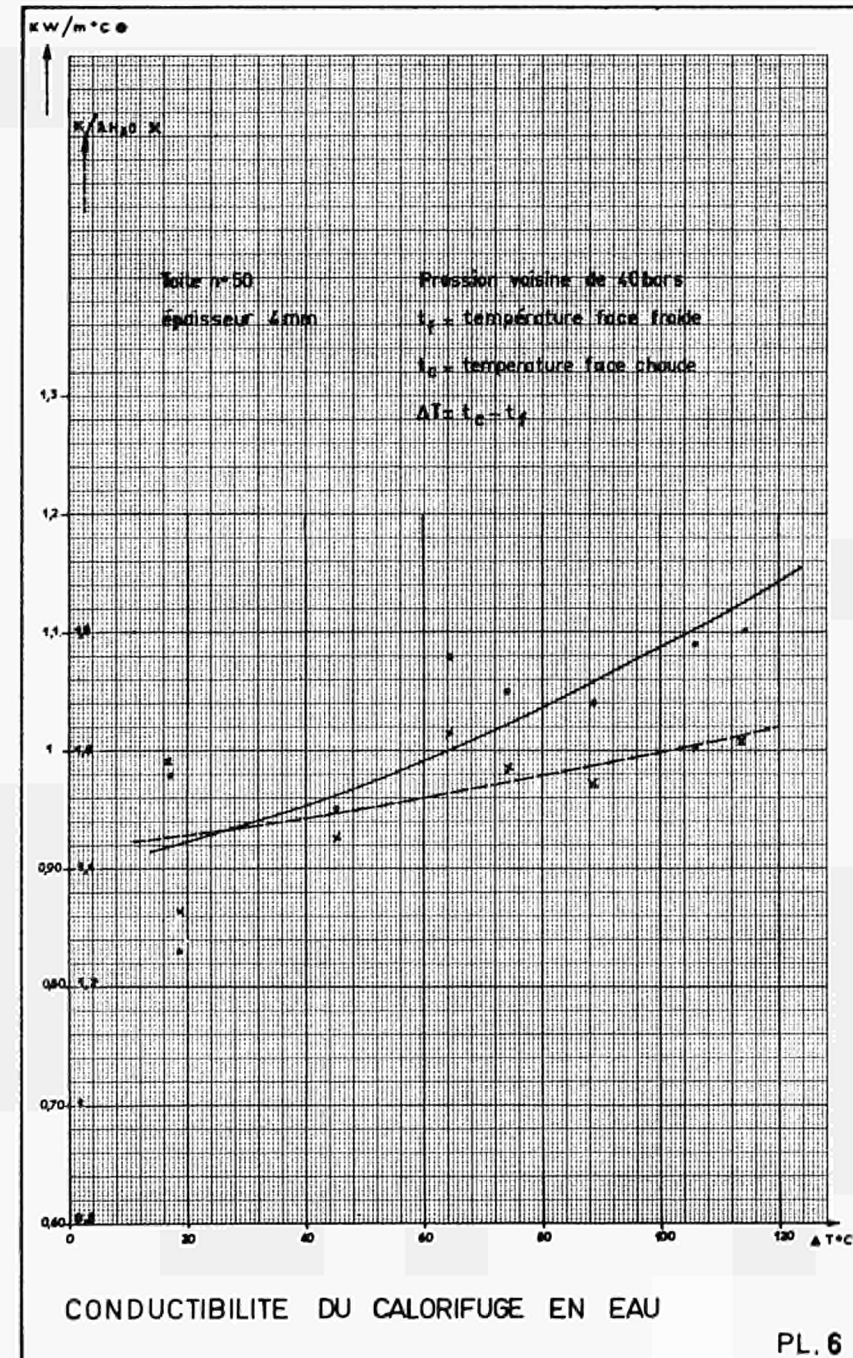
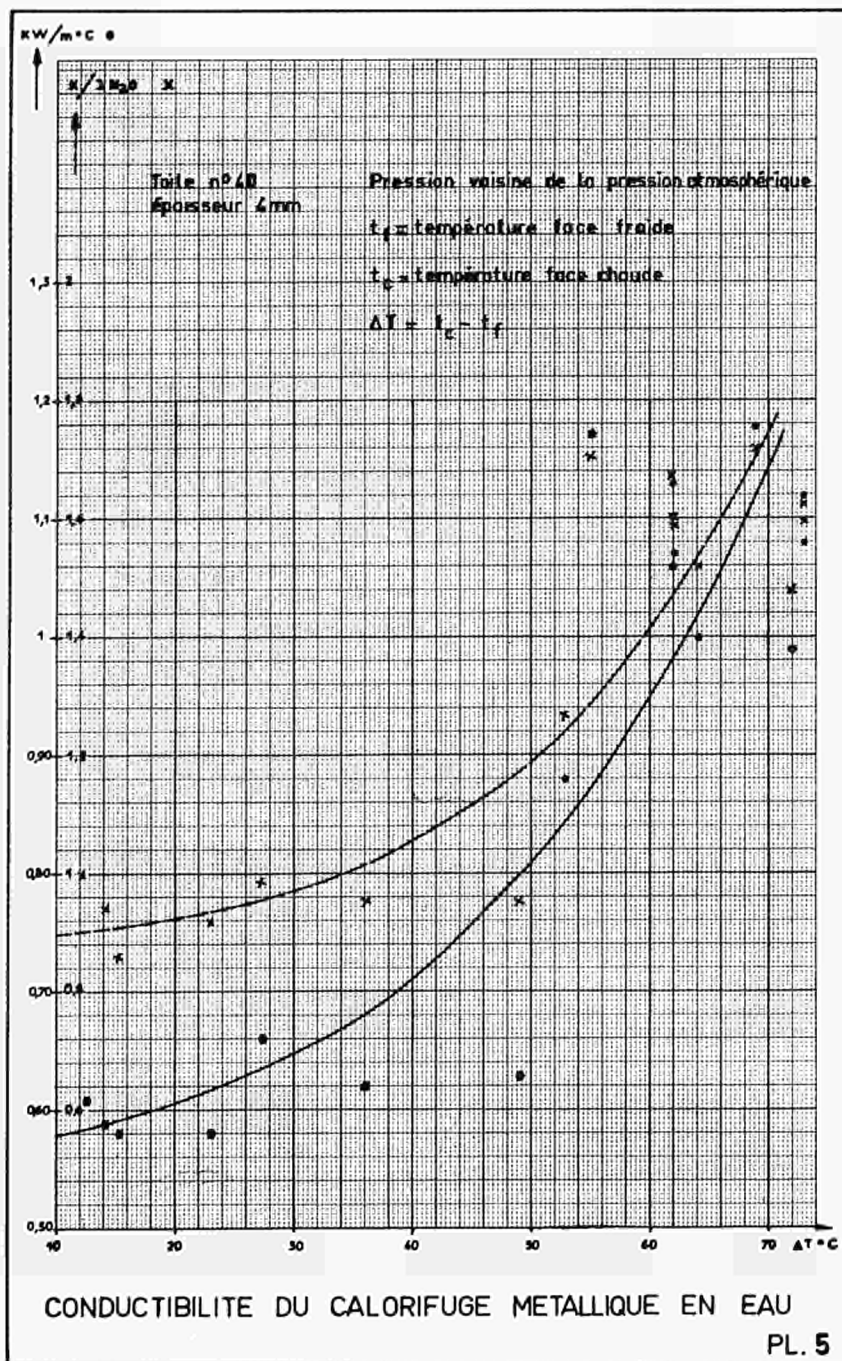
TRAVERSEES DU FOND INFÉRIEUR DU CAISSON

PL. 3



CIRCUIT AZOTE

PL. 4



20.11.1969

Diskussion - Discussion - Discussione - Beraadslaging N° 35-36

---

M. Fournier, Cie de Saint-Gobain : Il s'agit de l'exposé de M. Fréour (n° 36). Mes questions et commentaires ont trait au paragraphe 3.1 de ce rapport et aux figures 5 et 6. Sur ces graphiques figurent deux courbes : une courbe en trait plein et une courbe en pointillés. Que représentent ces deux courbes ? D'autre part, M. Fréour n'a pas mentionné la température moyenne d'essai, ce qui ne permet pas de se rendre compte des valeurs prises pour la conductivité propre de l'eau. On peut se demander si l'explication du fait anormal (que la conductivité du calorifuge CAFL est inférieure à celle de l'eau pure pour des faibles écarts de température et supérieure pour de plus grands écarts de température) ne doit pas être recherchée dans la valeur de référence prise pour la conductivité propre de l'eau. Si ce n'est pas cette cause, je pense qu'il est très probable que cette anomalie peut être expliquée par des fuites thermiques parasites au bout du tybe portant l'échantillon. En effet, les zones de garde sont trop réduites par rapport aux normes de mesure. Dans le bilan thermique, le pourcentage des fuites augmente quand la différence de température diminue et la conductivité, calculée à partir de ce bilan, est dans ce cas affectée d'une erreur croissante. La température moyenne d'essai a-t-elle été maintenue constante lors de la variation de l'écart de température. Si oui, à quelle valeur ?

M. Fréour, Socia : En ce qui concerne les deux courbes, l'une en trait plein, se réfère comme indiqué à la partie supérieure de la figure, à la conductibilité; l'autre en trait pointillé, se réfère au rapport entre la conductibilité du calorifuge et la conductibilité de l'eau.

Il m'est plus difficile de répondre à l'ensemble des suggestions que vous avez faites. Ces essais ont été faits par CAFL et nous les avons simplement suivis. Je pense qu'il serait plus judicieux

que des détails complémentaires vous soient donnés par les personnes qui ont fait elles-mêmes les essais, ici ou éventuellement plus tard.

M. Naudin, Bertin et Cie : Je voudrais comparer les deux solutions présentées par M. Menon et par M. Fréour pour résoudre les problèmes d'un calorifuge dans une cellule remplie d'azote.

M. Menon, installe son calorifuge sur une cloche démontable, M. Fréour, au contraire, sur la peau d'étanchéité refroidie. Je pense que tous les deux ont dû réfléchir au problème de la convection naturelle dans l'espace qui existe, soit, dans le cas de M. Menon, entre la peau d'étanchéité et le calorifuge, soit, dans le cas de M. Fréour, entre la face chaude du calorifuge et le sas.

M. Fréour nous a dit qu'il pensait qu'un calorifuge placé sur le sas risque d'amener une accumulation importante de flux dans la partie supérieure du caisson. Je n'ai pas bien suivi M. Menon et je ne sais pas s'il a parlé de ce problème. Quant à moi, je pense que ce problème de convection naturelle est à regarder d'une façon assez sérieuse, car nous sommes en face d'un espace annulaire, dans lequel pourraient se développer des courants convectifs, ascendants sur certaines parties du périmètre du caisson, descendants sur d'autres parties. Je voudrais savoir si M. Menon et M. Fréour ont pensé à ces phénomènes qui risquent de perturber sensiblement l'efficacité thermique du calorifuge.

En ce qui concerne les essais effectués par CAFL sur un calorifuge baigné par l'eau, je voudrais dire à M. Fréour que ma société a fait en 1967, sous contrat du CEA, quelques essais du même genre sur des calorifuges synthétiques. Il s'agissait de billes de verre de différents diamètres, afin d'obtenir des perméabilités différentes. Nous avons constaté que les résultats de ces essais coïncidaient avec ceux des études théoriques présentées ce matin par M. Pirovano, uniquement en présence d'eau liquide, et non pas de vapeur d'eau.

Mr. Menon, Atomenergi : In answer to M. Fournier : The gas in the gap is under turbulent conditions. Under such conditions the natural convection in the gap should not cause any significant temperature differences between the lower and the upper part of the gap, even if the distance in height is something like 16 meters. We have done tests on samples with a total height about 4 m, with an effectively insulated height, because of the insulated ends, of about 2,5 m and there we have not noticed any appreciable effect of natural convection.

M. Fréour, Socia : Pour répondre à la question de M. Naudin, en ce qui concerne les problèmes de convection naturelle, nous nous sommes naturellement posé la question. Il y a effectivement possibilité de mouvements de convection dans un plan vertical, avec des filets de gaz montant suivant un axe de la cavité et redescendant suivant un autre. C'est un peu pour éviter d'avoir à régler ces problèmes de convection que nous avons supprimé la nappe de gaz entre le calorifuge et la peau. Je pense qu'il a été prouvé que s'il y a un décollement des matelas de calorifuge, il se produit très vite des mouvements de convection qui perturbent la température de la peau et ceci pourtant avec du gaz qui a traversé une partie du calorifuge et qui est donc relativement froid. Si ces phénomènes se produisent pour des décollements, somme toute, assez faibles puisqu'ils ne peuvent être importants au cas d'un calorifuge boulonné sur la peau, ils seront d'autant plus grands je pense, s'il s'agit de nappes de gaz de quelques centimètres d'épaisseur sur toute la hauteur et tout le périmètre de la cavité, dans lesquelles les mouvements de convection pourront se donner libre cours. Je pense que la meilleure façon de résoudre ce problème est de la supprimer.

Résumé des conclusions des sessions 6 et 7 du 20.11.69

Dr Ing. G. Mordchelles-Regnier, Société Bertin et Cie :

Comme il n'y a pas d'autres questions, je me permettrai de résumer très brièvement les conclusions des deux sessions d'aujourd'hui, avant de passer la parole à M. Fernet pour le discours de clôture de ce congrès.

Les exposés de ce matin ont montré comment utiliser des connaissances de base sur la convection naturelle dans les calorifuges pour améliorer leurs performances. Ces exposés ont également attiré l'attention sur les problèmes qui restent à résoudre. D'abord, l'influence des gradients de pression sur la transmission de la chaleur à travers l'isolant poreux. Ensuite, tenue de la structure isolante aux sollicitations mécaniques et au bruit acoustique. Ces sollicitations mécaniques peuvent devenir critiques dans les réacteurs à haute température, comme l'a fait remarquer M. Terpstra, car les propriétés des matériaux et notamment du casing chaud de l'isolant, deviennent très limitées aux températures atteintes. Je suggère que les travaux futurs de recherche sur la mise au point des isolants porte en priorité sur ce point ainsi que sur les phénomènes de corrosion.

D'une façon générale, les caractéristiques thermiques dans les conditions de fonctionnement statiques, peuvent dans la plupart des cas, être prévues d'après des connaissances théoriques existantes. Dans ces conditions statiques, seulement des essais de confirmation des performances pour des configurations géométriques particulières, doivent être entrepris. Ceci est vrai pour des isolants fonctionnant en atmosphère de gaz.

Dans le cas de réacteurs à eau avec l'isolant mouillé, on peut penser que dans la phase liquide, une matrice peu perméable peut immobiliser l'eau et conduire à un isolant acceptable. Par contre, dans la phase vapeur, la condensation interne au calorifuge complique singulièrement l'étude du transfert de chaleur,

et des études fondamentales doivent être faites avant de pouvoir envisager une solution technologique quelconque. Je vous remercie de votre attention. Je passe la parole à M. Fernet.

## Discours de clôture

---

P. Fernet, Euratom

Mesdames, Messieurs,

Je ne vous infligerai pas une super communication, non inscrite au programme, dont l'objet serait de vous résumer tout ce que nous avons entendu pendant ces trois jours. Je dirai simplement à cet égard que j'ai constaté avec une grande satisfaction les progrès qui ont été réalisés depuis notre dernière conférence dans la maîtrise de ces techniques des caissons en béton précontraint.

J'ai retenu particulièrement de la première session l'annonce de programmes importants en matière de recherche et de développement qui sont prévus ou en cours dans quelques pays et dans les couloirs, j'ai cru comprendre que d'autres programmes nationaux existaient également. Je me propose de revenir sur ce point un peu plus tard.

On nous a ensuite présenté quelques réalisations de caissons et je regrette simplement la discrétion avec laquelle certains ont abordé cet aspect qui est pourtant extrêmement instructif.

La troisième session a été plus fournie. Elle a permis de traiter en détail plusieurs problèmes spécifiques, qui se posent aux ingénieurs chargés de la conception des enceintes, en apportant des contributions appréciables et je crois appréciées.

Dans la quatrième session, nous avons entendu des exposés plus synthétiques et il appartiendra à l'avenir de départager entre elles les solutions qui auront finalement la faveur des utilisateurs. J'en retiens qu'elles allaient toutes dans le sens d'une simplification de la construction et d'une économie plus poussée. Cette session a mis également en évidence quelques-uns



des problèmes qui restent à résoudre avant que l'utilisation de certains de ces nouveaux concepts de caisson puisse être sérieusement envisagée pour les réacteurs nucléaires.

La cinquième session m'a beaucoup impressionné, car elle met en lumière le travail théorique considérable qui a été réalisé depuis peu dans l'approfondissement des théories mathématiques indispensables au développement de la technologie.

En matière d'isolation thermique, M. Mordchelles nous ayant résumé la situation, je n'en dirai pas plus. Mais je voudrais maintenant revenir à quelques réflexions d'ordre général que ces trois journées m'ont inspiré.

Je soulignerai d'abord l'importance croissante pour le développement de l'énergie nucléaire des techniques que nous avons étudiées. On peut prévoir dans un délai de quelques années, l'avènement sur le marché des réacteurs à gaz à haute température et l'application potentielle des caissons en béton précontraint aux réacteurs à eau. Le renforcement des exigences de la sécurité, qui est à l'ordre du jour dans un certain nombre de pays, est encore un facteur favorable au développement de cette technologie.

Une autre réflexion que j'ai été amené à faire, et je pense que beaucoup parmi vous l'on faite, est que si les essais sur éprouvette sont forts nombreux, il est parfois difficile de les comparer entre eux. Et ceci me paraît justifier un effort d'approfondissement et de synthèse. Sans vouloir proposer une normalisation de ces essais, dans le sens strict du terme, je livre à vos réflexions l'idée de petits groupes de spécialistes qui se pencheraient sur la question pour établir les corrélations qui s'imposent et en évaluer la validité. Les essais sur maquettes bien sûr sont plus valables, mais comme les lois de l'homothétie ne s'appliquent pas en même temps à toutes les variables, nous avons pu constater au cours des discussions certaines contestations à l'égard des résultats obtenus avec des

maquettes. Bien sûr l'essai vraie grandeur est en principe infaillible, mais comme on nous l'a fait également remarquer, il est tellement cher que pratiquement on ne peut y avoir recours.

Une autre remarque est celle de la conséquence du processus classique des matières qui évoluent. Et, si je peux me permettre de parler du béton comme d'une matière vivante, je dirai que c'est au moment où, dans le cas des réacteurs à graphite-gaz de type éprouvé ou même AGR, des solutions satisfaisantes sont atteintes, que ces filières se trouvent abandonnées ou virtuellement abandonnées. Il y a heureusement une relève dans l'avenir. Ce sont les réacteurs à haute température qui, eux, pourront profiter dans une très large mesure, de l'expérience déjà acquise.

Les réacteurs à eau m'ont semblé lancer un défi aux spécialistes que vous êtes et surtout aux spécialistes de l'isolation thermique. Les problèmes ne sont pas résolus et il semble qu'il faudra plusieurs années pour aboutir.

Un autre défi que j'ai relevé, mais celui-là avec une solution en vue semble-t-il, c'est celui de la complexité des calculs. Heureusement, les ordinateurs sont venus nous aider sur ce terrain. Et ce qui m'a frappé c'est le fait que les théories fort brillantes qui nous ont été présentées avaient en fait pour objet de réduire cette complexité par des simplifications audacieuses, sans pour autant perdre sur la précision des résultats. Il me paraît qu'ici l'imagination des mathématiciens est aussi féconde que celle des ingénieurs qui conçoivent les nouveaux types de caissons qui nous ont été présentés, et je crois qu'il faut encourager ce mariage entre les mathématiques et la technologie.

Mais comme toute réalisation qui approche de la maturité technique, on assiste en fait à un déplacement des problèmes du plan technique vers le plan économique avec son accompagnement de difficultés psychologiques. Car, vous le savez bien,

il ne suffit pas d'avoir des idées même démontrées, il faut encore les vendre aux utilisateurs potentiels. Et ceci suppose de dépasser un certain nombre de résistances. A commencer par celle des autorités responsables en matière de sécurité par exemple, et sans oublier les résistances qui émanent des milieux qui assuraient convenablement par leur technologie ancienne les besoins du marché. Je crois heureusement que nous sommes suffisamment armés ici pour ne pas assister à une lutte vaine du type "le pot de terre contre le pot de fer".

Que des développements soient encore nécessaires, cela ne saurait surprendre personne ici. Il est d'ailleurs dans la nature du chercheur de chercher. Mais il est tout aussi évident qu'un rapprochement, et je dirai même une osmose, entre les chercheurs et les utilisateurs serait très désirable, et cela sur un plan au-delà du plan strictement national.

Pour ce qui la concerne, la Commission des Communautés Européennes qui a eu le privilège d'organiser cette conférence, est prête à apporter son concours à cette tâche essentielle, même si l'évolution de ses programmes ne lui permet pas de jouer actuellement un rôle aussi direct que par le passé. Je dirai même qu'elle n'en est que plus libre pour agir en toute indépendance si cette tâche de coordination répond comme je le crois à un besoin réel. J'ai en effet, ressenti dans des conversations avec un certain nombre d'entre vous, que vous croyez à l'utilité de la mise sur pied de petits groupes de spécialistes dont j'ai parlé tout à l'heure. J'ai également le sentiment que l'organisation d'une troisième conférence de ce genre, dans deux ans peut-être, serait bien appréciée.

Il me reste maintenant la tâche la plus agréable, de remercier au nom de la Commission, tous ceux qui ont contribué au succès de nos journées. D'abord, les présidents de nos séances qui ont rempli une tâche délicate avec compétence et courtoisie, puis les auteurs des communications bien documentées, nos interprètes, et enfin M. Benzler qui a consacré plusieurs mois à la préparation de cette conférence.

LISTE DES PARTICIPANTS  
TEILNEHMERLISTE  
LIST OF PARTICIPANTS  
LISTA DEI PARTECIPANTI  
LIJST VAN DE DEELNEMERS  
=====

BELGIQUE

ANDRE	Bâtiments et Ponts S.A.
BELOT	Union des Centrales Electriques Linalux-Hainaut
CHAIKES	Groupeement Belge de la Précontrainte
CHARLIER	Belgonucléaire
DE BOECK	Bureau d'Etudes GIREC
DEHON	Belgonucléaire
DEQUENNE	Entreprises et Travaux
DIERKENS	Centre et Sud
FINN	Ateliers de Constructions Elect. de Charleroi
FRANCOIS	Entreprises Ed. François & Fils
FRONVILLE	Interbéton
HERNALSTEEN	Soc. de Traction et d'Electricité
HOFMANS	Centre National de Recherche Métallurgique
HUERGO	Soc. de Traction et d'Electricité
HUYGHE	CBR Cimenteries
JACQMAIN	Quartz et Silice
KERCKHOVE	Centre Nat. de Rech. S. et T. pour l'Ind. Cim.
LAMBERT	Travaux
LAURENT	Interbéton
LECUSAN	Quartz et Silice
LEDANT	Cie Générale des Conduites d'Eau
LAMBOTTE	Laboratorium Magnel voor Gewapend Beton
MOENAERT	Université Libre de Bruxelles
PADUART	Université Libre de Bruxelles
PAPPAERT	Cie d'Entreprises C.F.E.
POTEMANS	Centre d'Etude de l'Energie Nucléaire
RAHIER	Cie Générale des Conduites d'Eau
REYNAUD	Quartz et Silice
RIESSAUW	Laboratorium Magnel voor Gewapend Beton
ROISIN	Entreprises Ed. François & Fils
SLORNEAUX	Groupeement Belge de la Précontrainte
VANDENBROUCKE	Auxeltra Génie Civil
WALRAVENS	Electrobel
WIDART	Cockerill-Ougrée - Providence

DEUTSCHLAND

ALEX	Institut für Reaktorsicherheit TÜV
BAUMGART	Krupp Zentralinstitut für Forschung & Entwicklung
BAUR	Leonhardt und Andrae, Stuttgart
BERGMANN	Kernforschungsanlage Jülich GmbH
BILGER	Polensky & Zöllner
BINDSEIL	Fried. Krupp GmbH Universalbau
BÖHM	Gutehoffnungshütte Sterkrade AG
BÖRNKE	Rheinisch-Westfälisches Elektrizitätswerk AG
BORSETZKY	Brown, Boveri & Cie
BRANDES	Bundesanstalt für Materialprüfung
BREITSCHAFT	Institut für Bautechnik
BREMER F.	Fried. Krupp GmbH Universalbau
CHRISTMANN	München
DETTMANN	Hambourg
DEURINGER	Held & Francke Bau
EBERLE	Brown Boveri/Krupp
EGGERS	Gesellschaft für Kernforschung
ERDMANN	Interatom
FÖRSTER	Kernforschungsanlage Jülich
FUNK	Institut für Bautechnik
FRANZKE	Projekta Ges. für Projektierungen
FRIDRICH	Rheinisch-Westfälisches Elektrizitätswerk AG
FRÜHAUF	Hochtief AG
GASS	Strabag Bau-AG
GRANZOW	Siemens
GRIEGER	ISD
HAUCK	Gutehoffnungshütte Sterkrade
HEGE	Grünzweig & Hartmann
HOFFMANN	Babcock Bau GmbH
IVENS	Arbeitsgemeinschaft Versuchsreaktor AVR
JAEGER	Bundesanstalt für Materialprüfung
JANSEN	Brown, Boveri & Cie
JORDE	Krupp Zentralinstitut für Forschung & Entwicklung
KERN	Dyckerhoff & Widmann
KELLERMANN	Institut für Reaktorsicherheit TÜV
KLANG	Siemens-Bauunion
KÖHLER	Brown, Boveri & Cie
KÖHLER	Kraftwerkunion
KRÄMER	Fried. Krupp Hüttenwerke
KRIEGER	Kraftwerkunion
KRÜCKEMEIER	Brown Boveri/Krupp
LAUE	Interatom
LETTNIN	Gesellschaft für Kernenergieverwertung
LINDNER	Suspa

MAYER	Fichtner
MARX	Gutehoffnungshütte Sterkrade
MARECZEK	ISD
MEILING	Strabag Bau-AG
MEHLHORN	Technische Hochschule Darmstadt
MEYER	Technischer Überwachungs-Verein
MIEHLBRODT	Universität Stuttgart
MÜHE	Ph. Holzmann
MÜLLER	AEG-Telefunken
MUSER	Arbeitsgemeinschaft Versuchsreaktor AVR
MROTZEK	Ph. Holzmann
NAGEL	Hochtief AG
OEHME	Brown Boveri/Krupp
RAHLWES	Ph. Holzmann
RAMM	Essen
RISSLER	Siemens
SEIBERTH	Grünzweig & Hartmann
SEIDEL	Dyckerhoff & Widmann
SCHÄFER	Grün & Bilfinger
SCHARPF	ISD
SCHATZ	Brown, Boveri & Cie
SCHERER	Bundesministerium für Bildung und Wissenschaft
SCHIMMELPFENNIG	Ruhr-Universität Bochum
SCHLEECH	Wayss & Freytag KG
SCHMIEDEL	Fried. Krupp
SCHNELLENBACH	Ruhr-Universität Bochum
SCHULZ	Fried. Krupp GmbH Universalbau
SCHÜPPEL	Interatom
SCHUTZBACH	Krupp Zentralinstitut für Forschung & Entwicklung
SCHRAGE	Fried. Krupp GmbH Universalbau
SCHWARZ	Suspa
SCHWIERS	Brown Boveri/Krupp
STEINLE	Ed. Züblin AG
TOLL	H. Koppers
UEBING	Technischer Überwachungs-Verein
ULRICH	Krupp Zentralinstitut für Forschung & Entwicklung
VAESSEN	Hochtief AG
WANGRIN	Kraftwerkunion-Frankfurt
WARKALLA	Suspa
WAUBKE	Technische Universität Braunschweig
WEISS	Sager & Woerner
WILKENING	Klöckner-Werke AG
WÖLFEL	Institut für Bautechnik
WOLKOW	Strabag Bau
WÜRDIG	Gutehoffnungshütte Sterkrade
ZEITZSCHEL	AEG-Telefunken

FRANCE

ANDREANI	Neyrpic
ARATHOON	Société pour l'Industrie Atomique
AVET FLANCARD	Commissariat à l'Energie Atomique
BARRAS	Société d'Etudes et d'Equipements d'Entrepr.
BEAUJOINT	Electricité de France
BERGUES	Ecole Polytechnique
BERTONAZZI	Alsthom
BOISSERIE	Electricité de France
BONVALET	Centre d'Etudes et de Rech. du Bât. et Trav. P.
BORDET	Electricité de France
BOURGINE	Bureau Véritas
BUSSI	Groupement Atomique Alsacienne Atlantique
COUPRIE	Cie Française d'Entreprises
COSTES	Commissariat à l'Energie Atomique
COSTAZ	Electricité de France
CHENEAU	Groupement Atomique Alsacienne Atlantique
CHEVALLIER	Neyrpic
DE MORGUES	Brevatome
DELORT	Cie des Ateliers et Forges de la Loire
DESCLEVE	Groupement Atomique Alsacienne Atlantique
DUBOIS	Commissariat à l'Energie Atomique
DUPAY	Commissariat à l'Energie Atomique
DUPONT	Sud-Aviation
DURAND	Neyrpic
FREOUR	Société pour l'Industrie Atomique
FOURNIER	Compagnie de Saint-Gobain
GAMA	Commissariat à l'Energie Atomique
GRAU	Electricité de France
GENDRE	Bureau Véritas
HEUZE	Société d'Etudes Nucl. et de Techniques Avancées
JENSEN	STUP
JOLAS	Electricité de France
JULLIEN	Groupement Atomique Alsacienne Atlantique
KLARSFELD	Cie de Saint Gobain
LACROIS	Société Générale d'Entreprises
LANGUILLE	Société d'Etudes et d'Equipements d'Entreprises
LAUNAY	Cie Industrielle de Travaux
LE BOURDELLES	Campenon Bernard
LE CARS	Société pour l'Industrie Atomique
LECOURT	Cie des Ateliers et Forges de la Loire
LE GALL	Société des Grands Travaux de Marseille
LIDA	Electricité de France
MAGNAS	Société Générale d'Entreprises
MARTIN	Société d'Etudes Nucléaires et de Techn. Avancées
MEROT	Société d'Etudes et d'Equipements d'Entreprises
MORDCHELLES-REGNIER	Société Bertin et Cie
MOREAU	Campenon Bernard
MULLER	Campenon Bernard

NAUDIN	Société Bertin et Cie
NOEL	Centre d'Etudes et de Rech. du Bâtiment et Travaux Publics
PEUCHMAUR	Société pour l'Industrie Atomique
PICAUT	Coyne & Bellier
PIROVANO	Société Bertin et Cie
PUYO	Coyne & Bellier
RIQUOIS	Electricité de France
ROMAIN	Fougerolle Limousin
ROURE	Société Bertin et Cie
SAGLIO	Commissariat à l'Energie Atomique
SITTER	Electricité de France
SOULIER	Electricité de France
TRUILLE	Alsthom
VANTOUROUT	Groupeement Atomique Alsacienne Atlantique
VENTRE	Electricité de France
VIDIL	Société pour l'Industrie Atomique
VIRNOT	Société pour l'Industrie Atomique
VALETTE	Electricité de France
ZELBSTEIN	Hispano-Suiza

GREAT BRITAIN

BURROW	Taylor Woodrow Construction Ltd.
COCHRANE	Central Electricity Generating Board
DAVIDSON	United Kingdom Atomic Energy Authority
DODD	Whessoe Ltd.
FURBER	Nuclear Power Group Ltd.
HORNBY	Central Electricity Generating Board
HUTTON	Delaney Gallay Ltd.
IRVING	Central Electricity Generating Board
JONES	Nuclear Power Group Ltd.
KELLY	United Kingdom Atomic Energy Authority
KINKEAD	O.E.C.D. High Temperature Reactor Project
KOWAN	Nuclear Engineering International
LANGAN	Taylor Woodrow Construction Ltd.
LAYNG	Darlington Chemicals Ltd.
LEE	Building Research Station
LLOYD	Morganite Ceramic Fibres Ltd.
MORGAN	Nuclear Power Group Ltd.
ROSS	University of London King's College
STEELE	United Kingdom Atomic Energy Authority
TATE	British Nuclear Design & Construction
THACKRAH	Ministry of Power



WALKER  
WILLIAMS  
ZIENKIEWICZ

Darlington Chemicals Ltd.  
British Nuclear Design & Construction  
University of Wales

ITALIA

BASSO	Comitato Nazionale per l'Energia Nucleare
CRISTIANI	Snam-Progetti
CRUCITTI	Ansaldo Meccanico-Nucleare
FERRARA	Giuseppe & Fratello Redaelli
GRANATA	Snam-Progetti
MERLI	Ansaldo Meccanico-Nucleare
OLIVA	Comitato Nazionale per l'Energia Nucleare
POGLIANI	Ansaldo Meccanico-Nucleare
SCOTTO	Ente Nazionale per l'Energia Elettrica
VILLAGGIO	Ansaldo Meccanico-Nucleare

NEDERLAND

BAKKER	Amsterdamsche Ballast Beton- en Waterbouw N.V.
BEUMER	N.V. Ingenieursbureau Bouvy, v.d. Vlucht en v.d. Niet
de WAAL	Venlo
DRIJVER	Rotterdamse Droogdok Maatschappij
HOUBEN	R.C.N., Petten
KUYT	Technische Hogeschool Delft
MEURS	Neratom
MONNIER	TNO-Instituut voor Bouwmaterialen en Bouwkundige Constructies
SMIT	Adviesbureau voor Beton en Staal Van Laar
VAN DER HEIJDE	Comprimo
VAN DER SCHAAF	Bredero
VAN DUUVENDIJK	Van Hattum en Blankevoort N.V.
VAN HAMME	Hollandsche Beton Groep N.V.
WASSENAAR	Gemeenschappelijke Kernenergiecentrale Nederland
WELTEVREDEN	TNO, Delft

CZECHOSLOVAKIA

DAVID

Energoprojekt

JAPAN

MURAKAMI

Electric Power Development Cy Ltd.

SAKAMOTO

Kajima Construction Co., Ltd.

TAKAHASHI

Shimizu Construction Co., Ltd.

WADA

Electric Power Development cy Ltd.

ÖSTERREICH

FILL

Reaktorbau Forschungs- und Bauges mbH & Co

NEMET

Reaktorbau Forschungs- und Bauges mbH & Co

NESITKA

Reaktorbau Forschungs- und Bauges mbH & Co

PORTUGAL

FERNANDES FORTE

Empresa Termoelectrica Portuguesa

SILVA

Junta de Energia Nuclear

SPAIN

GOICOLEA

Gabinete de Aplicaciones Nucleares a las  
Obras Publicas

SWEDEN

ERIKSSON

Vatten Byggnadsbyraan

HJELM

Aktiebolaget Strängebetong

LUTHMAN

Aktiebolaget Atomenergi

MENON

Aktiebolaget Atomenergi

SWITZERLAND

GUREWITSCH

General Electric Company

HOFMANN

Suiselectra

HUBER

Motorcolumbus

HUSSAIN-KHAN

Bonnard & Gardel

JEMIELEWSKI

Motorcolumbus

MITTERBACHER

Brown, Boveri & Co. Ltd.

SÖLCH

Gulf General Atomic Europe

SPECK

Bureau BBR

VERSTRAETE	Bonnard & Gardel
VEYA	Nordostschweizerische Kraftwerke AG
WIDLER	Nordostschweizerische Kraftwerke AG
ZIMMERMANN	Brown, Boveri & Co. Ltd.

USA

CHEN PANG TAN	Franklin Institute Research Lab.
NEPHEW	Oak Ridge National Laboratory
NORTHUP	Gulf General Atomic

COMMISSION DES COMMUNAUTES EUROPEENNES

Prof. Dr. H. MICHAELIS	DG XII
ALLGEIER	DG XV
ARANOVITCH	CCRN Ispra
BARUFFA	DG XII
BENZLER	DG XII
BOGGIO	DG XV
CASALI	CCRN Ispra
COLLING	DG XV
DESFOSSES	DG XII
DONATO	DG XII
FERNET	DG XII
FERRON	DG III
FORSTER	DG XII
KRUYS	DG XV
MARCHANDISE	DG XII
MARTIN	DG XII
MAURER	DG III
PLEINEVAUX	DG XII
REYNEN	CCRN Ispra
SIDET	DG XII
SIEBKER	DG XII
SIGRIST	DG I
STERNHEIM	CCRN Petten
TERPSTRA	DG XII
TYTGAT	DG XV
WENDLER	CCRN Ispra













## SALES OFFICES

All reports published by the Commission of the European Communities are on sale at the offices listed below. When ordering, specify clearly the EUR number and the title of the report, which are shown on the internal title page.

### SALES OFFICE FOR OFFICIAL PUBLICATIONS OF THE EUROPEAN COMMUNITIES

37, rue Glesener, Luxembourg (Compte chèque postal N° 191-90)

#### BELGIQUE — BELGIE

MONITEUR BELGE  
Rue de Louvain, 40-42 - 1000 Bruxelles  
BELGISCH STAATSBLADE  
Leuvenseweg 40-42 - 1000 Brussel

#### LUXEMBOURG

OFFICE DE VENTE DES  
PUBLICATIONS OFFICIELLES DES  
COMMUNAUTES EUROPEENNES  
37, rue Glesener - Luxembourg

#### DEUTSCHLAND

BUNDESANZEIGER  
Postfach - 5000 Köln 1

#### NEDERLAND

STAATSDRUKKERIJ  
Christoffel Plantijnstraat - Den Haag

#### FRANCE

SERVICE DE VENTE EN FRANCE  
DES PUBLICATIONS DES  
COMMUNAUTES EUROPEENNES  
26, rue Desaix - 75 Paris 15°

#### UNITED KINGDOM

H. M. STATIONERY OFFICE  
P.O. Box 569 - London S.E.1

#### ITALIA

LIBRERIA DELLO STATO  
Piazza G. Verdi, 10 - 00198 Roma

Price : FB 1,400    DM 102    FF 156    Lit. 17,500    Fl. 101    US \$ 24

CDNA045315AC